

Abstract

Lo scopo di questa tesi è creare un workflow di ottimizzazione CFD, andando a modificare la geometria del componente intervenendo direttamente a livello di mesh mediante tecniche di mesh morphing. La prima attività ha riguardato lo studio di una geometria di auto semplificata ovvero il modello ASMO, su cui sono state effettuate simulazioni delle condizioni di prova in galleria del vento, validate mediante comparazione con i risultati sperimentali ottenuti da Volvo e Daimler-Benz. La procedura di parametrizzazione geometrica è stata dunque applicata al caso in oggetto, mediante la quale è stato possibile analizzare la correlazione fra il coefficiente di drag e la curvatura del tetto. Infine è stato studiato un caso di interesse industriale proposto da Volvo riguardante la fluidodinamica di un sistema di raffreddamento automobilistico; mediante la procedura sopracitata sono state analizzate alcune varianti geometriche del canale di aspirazione dell'aria al fine di migliorare le prestazioni del sistema stesso.

Indice

1	Introduzione	10
1.1	Sistemi di raffreddamento automobilistici	11
2	Fondamenti di fluidodinamica	15
2.1	Introduzione	15
2.2	Equazione di continuità	16
2.3	Conservazione della quantità di moto	18
2.4	Conservazione dell'energia	20
2.5	Equazioni di Navier-Stokes	23
2.6	Flusso turbolento	24
3	Radial basis functions	28
4	ASMO	32
4.1	Il modello ASMO	32
4.2	Impostazione del modello CFD	35
4.2.1	Mesh	35
4.2.2	Impostazione del Solver	37
4.2.3	Condizioni al contorno	37
4.3	Risultati	38
5	AeroSUV	41
5.1	Introduzione	41
5.1.1	AeroSUV	41

5.1.2	Caso di studio	42
5.2	Modello CFD	44
5.2.1	Dominio	44
5.2.2	Preparazione della geometria	45
5.2.3	Mesh	49
5.2.4	Modellazione dei componenti	51
5.2.5	Condizioni al contorno	55
5.2.6	Modello numerico	58
5.2.7	Risultati	59
6	Ottimizzazione	64
6.1	Workflow generale	64
6.1.1	Parametrizzazione geometria	66
6.2	Variazione di forma ASMO	66
6.3	Ottimizzazione AeroSUV	68
6.3.1	Definizione parametri geometrici	68
6.3.2	Risultati	69
7	Conclusioni e sviluppi futuri	74
8	Appendice codici	78
8.1	Codice UDF STAR-CCM+	78
8.1.1	UDF	78
8.1.2	Integrazione UDF	89
8.2	Macro STAR-CCM+ per AeroSUV	90
8.3	Macro STAR-CCM+ per ASMO	93

Elenco delle figure

1.1	Schema di due processi di ottimizzazione, a sinistra uno tradizionale mentre a destra utilizzando le RBF	11
1.2	Tipico sistema di raffreddamento automobilistico	13
1.3	Schizzo di un radiatore automobilistico, sono rappresentati i due flussi: fluido refrigerante (lato caldo) ed aria (lato freddo)	14
2.1	Volume di controllo finito, fissato all'interno di un flusso . . .	16
4.1	Schizzo del modello ASMO assieme alle varie configurazioni geometriche possibili	32
4.2	Distribuzione del coefficiente di pressione nel piano di simmetria, lungo l'asse x . Sono mostrati nello stesso asse sia i risultati sperimentali di Volvo che di Daimler-Benz	34
4.3	Distribuzione del coefficiente di pressione nel piano di simmetria, lungo l'asse z. Sono mostrati nello stesso asse sia i risultati sperimentali di Volvo che di Daimler-Benz	34
4.4	Vista 3D del modello ASMO	35
4.5	Schizzo del dominio CFD di calcolo per il modello ASMO assieme alle sue dimensioni	36
4.6	Vista della griglia di calcolo usata per l'analisi del modello ASMO	36
4.7	Schizzo delle condizioni al contorno al dominio utilizzate per l'analisi del modello ASMO	37

4.8	Confronto (CFD, Volvo, Daimler-Benz) valori del coefficiente di pressione nel piano di simmetria lungo l'asse x	39
4.9	Confronto (CFD, Volvo, Daimler-Benz) valori del coefficiente di pressione nel piano di simmetria lungo l'asse z	39
4.10	Distribuzione del coefficiente di pressione lungo la superficie del modello ASMO	40
4.11	Streamlines di velocità del flusso attorno al modello ASMO .	40
4.12	Distribuzione della velocità attorno al modello ASMO	40
5.1	Vista 3D del canale di aspirazione per l'aria	42
5.2	Vista 3D del vano motore impiegato nel modello AeroSUV assieme ad altri componenti accessori	43
5.3	Schizzo in pianta del sistema di raffreddamento in funzione, aria fredda in ingresso (colore blu) ed aria calda in uscita (colore rosso)	44
5.4	Schizzo del dominio di calcolo utilizzato per l'analisi del modello AeroSUV assieme alle sue dimensioni caratteristiche . .	45
5.5	Vista 3D del modello AeroSUV con tutte le sue parti accessorie	46
5.6	Vista 3D della superficie esterna del modello AeroSUV	47
5.7	Vista 3D del vano motore del modello AeroSUV (in questo caso è compreso anche il componente airguide)	47
5.8	Vista 3D del componente radiatore utilizzato nel modello AeroSUV	48
5.9	Vista 3D del componente fan utilizzato nel modello AeroSUV	48
5.10	Vista globale della griglia di calcolo utilizzata per l'analisi del modello AeroSUV	49
5.11	Dettaglio della mesh impiegata per l'analisi del modello AeroSUV, interfaccia fra dominio esterno e dominio vano motore interno	50

5.12	Dettaglio della mesh impiegata per l'analisi del modello AeroSUV, zona airguide	50
5.13	Schema di funzionamento del modello dual stream heat exchanger di STAR-CCM+	52
5.14	Vista 3D del vano motore interno, in verde si possono osservare le barre utilizzate per la modellazione del radiatore . . .	53
5.15	Vista 3D del vano motore interno, in rosa si può osservare la zona di interfaccia che rappresenta a sua volta il fan	54
5.16	Curva caratteristica (pressione-portata massica) utilizzata per la modellazione del fan	55
5.17	Schizzo del dominio utilizzato per l'analisi del modello AeroSUV assieme alle condizioni al contorno utilizzate	57
5.18	Vista 3D del modello AeroSUV, in rosa sono rappresentate le zone di interfaccia fra i vari domini	57
5.19	Campo di velocità attorno al modello AeroSUV	59
5.20	Streamlines di velocità per il flusso nel modello AeroSUV . .	60
5.21	Streamlines di velocità per il flusso nel modello AeroSUV, dettaglio vano motore	60
5.22	Streamlines di temperatura per il flusso nel modello AeroSUV	61
5.23	Streamlines di temperatura per il flusso nel modello AeroSUV, dettaglio vano motore	61
5.24	Campo di temperatura attorno al modello AeroSUV	62
5.25	Campo di temperatura attorno al modello AeroSUV, dettaglio vano motore	62
5.26	Campo di temperatura attorno al modello AeroSUV, dettaglio al di sotto dell'auto dove si osservano gli effetti del ricircolo di aria calda in uscita	63
6.1	Schema generale del workflow utilizzato durante per il processo di ottimizzazione	65

6.2	Vista 3D del modello ASMO, in blu è rappresentata la superficie su cui verranno effettuate le modifiche di forma . . .	67
6.3	Andamento del coefficiente di drag per il modello ASMO al variare della forma della parte posteriore del tetto	68
6.4	Vista 3D del componente airguide per il modello AeroSUV dove sono mostrate le varie parti geometriche su cui si andrà ad intervenire con modifiche di forma	69
6.5	Superficie parametrica di risposta durante il processo di ottimizzazione del componente airguide per il modello AeroSUV in funzione del parametro 1 e parametro 2, il valore del parametro 3 è fissato a 0	70
6.6	Superficie parametrica di risposta durante il processo di ottimizzazione del componente airguide per il modello AeroSUV in funzione del parametro 1 e parametro 2, il valore del parametro 3 è fissato a 50	71
6.7	Superficie parametrica di risposta durante il processo di ottimizzazione del componente airguide per il modello AeroSUV in funzione del parametro 1 e parametro 2, il valore del parametro 3 è fissato a 100	71

Capitolo 1

Introduzione

Lo scopo di questo lavoro è quello di creare un workflow di ottimizzazione CFD in particolare, è stato analizzato un caso di interesse industriale per il settore automotrice in collaborazione con Volvo. I processi di ottimizzazione in generale risultano essere particolarmente onerosi da un punto di vista computazionale essendo essenzialmente dei processi iterativi. Si definiranno dunque dei parametri geometrici di modifica ed i loro limiti di variazione, superiore ed inferiore; ogni variante geometrica verrà analizzata fino a trovare (ammesso che esista) un punto di ottimo per la prestazione ricercata. Ogni iterazione pertanto sarà un nuovo processo di analisi composto da due tipiche fasi ovvero meshing e analisi. La fase di meshing, specialmente per problemi fluidodinamici, dove in genere le mesh sono composte da un gran numero di celle può essere anch'essa piuttosto dispendiosa. L'utilizzo delle radial basis functions, permette di ridurre drasticamente i tempi di calcolo durante la fase di meshing; andando a modificare la griglia di calcolo originale senza doverne creare una nuova, in figura 1.1 è mostrato un confronto fra i due processi di ottimizzazione.

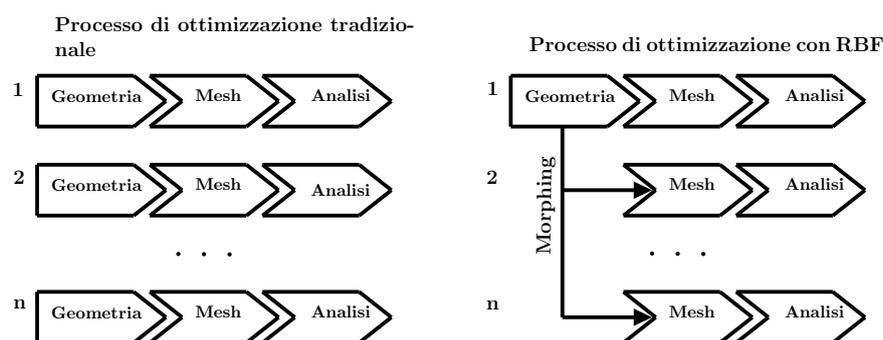


Figura 1.1: Schema di due processi di ottimizzazione, a sinistra uno tradizionale mentre a destra utilizzando le RBF

1.1 Sistemi di raffreddamento automobilistici

Il caso in particolare proposto da Volvo riguarda l'ottimizzazione di un sistema di raffreddamento automobilistico. L'approccio CFD per lo studio e l'ottimizzazione del comportamento fluidodinamico è stato esteso ad una gamma sempre più vasta di componenti per due principali ragioni:

- La crescente disponibilità di risorse di calcolo ha reso queste analisi sempre più convenienti a fronte dei benefici in termini progettuali (sia di tempo che di prestazioni ottenute)
- Con l'introduzione di normative sempre più stringenti per le emissioni da parte dei veicoli (le più recenti EURO 7) è emersa la necessità di ottimizzare quanto possibile i principali componenti all'interno di un'auto. Molti componenti tuttavia hanno già raggiunto il massimo del proprio sviluppo tecnologico (come ad esempio i motori a combustione interna) e dunque ci si sta affacciando a sistemi come quello di raffreddamento un tempo considerati di secondaria importanza da un punto di vista dell'efficiamento

All'interno di un'auto è necessario predisporre un sistema di raffreddamento per il controllo della temperatura all'interno del motore. Il processo di com-

bustione produce tipicamente grandi quantità di calore, che sarà necessario smaltire per evitare il surriscaldamento del motore stesso. Questa situazione potrà portare a problemi di autodetonazione della miscela (motori benzina) o comunque a rotture di componenti dovute a stress termici. Per evitare queste problematiche viene fatto dunque circolare un fluido di raffreddamento termovettore. I radiatori in genere vengono utilizzati per raffreddare anche altri sistemi presenti all'interno delle auto quali: fluido per la trasmissione automatica, refrigerante per l'aria condizionata, aria in ingresso ed in alcuni casi anche l'olio motore e il fluido dello sterzo. In generale questi sistemi sfruttano come fluido termovettore acqua o sue miscele per far fronte alle basse temperature invernali evitando il congelamento dello stesso, altri fluidi tuttavia sono al momento in fase di studio [6]. Il raffreddamento del fluido termovettore avviene tipicamente per mezzo di uno scambiatore di calore fluido-gas (aria) detto radiatore. Il radiatore può essere considerato con ottima approssimazione come un setto poroso, l'aria proveniente dall'esterno passa per quest'ultimo scaldandosi e allo stesso tempo raffreddando il fluido termovettore. In figura 1.2 è mostrato uno schema del funzionamento di un sistema di raffreddamento, come si vede si tratta di sistemi che ormai hanno raggiunto una elevata complessità dotati di pompe e valvole di controllo. Più nello specifico un sistema di raffreddamento sarà dato dai seguenti componenti:

- Una serie di canali all'interno del motore stesso e della camera di combustione lungo i quali scorrerà il fluido e permetterà di raffreddare le varie parti a contatto
- Un radiatore costituito da una serie di tubi lungo i quali scorre il fluido refrigerante i quali saranno investiti dal flusso d'aria
- Una pompa necessaria per il ricircolo del fluido refrigerante

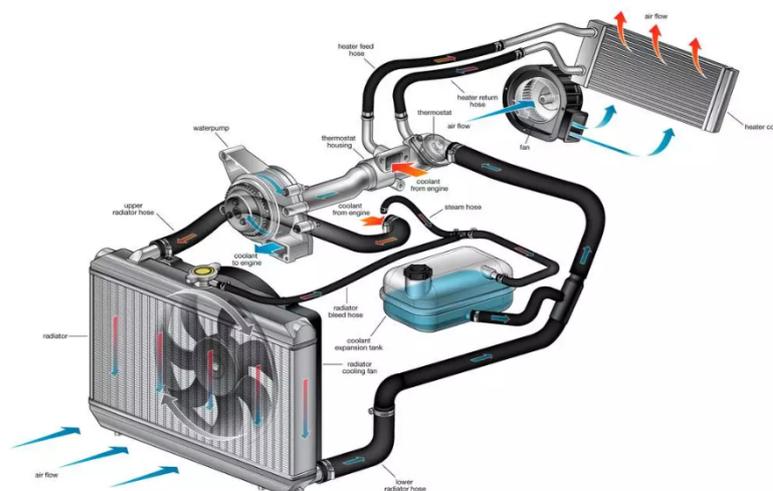


Figura 1.2: Tipico sistema di raffreddamento automobilistico

- Un termostato il quale permette di misurare la temperatura del motore ed in funzione di quest'ultima invierà un segnale ai sistemi di controllo (in genere avviene per by-pass) per far variare la porta di fluido
- Un fan per far aspirare aria fredda dall'ambiente esterno

Nello scenario proposto da Volvo si è interessati alla sola parte del radiatore, quest'ultimo come detto viene raffreddato da aria fornita direttamente dal movimento del veicolo o da un fan nel caso in cui il veicolo sia fermo (caso di interesse in questo caso). In figura 1.3 è mostrato uno schizzo esemplificativo di un radiatore automobilistico con i flussi dei due fluidi coinvolti (acqua ed aria). Come detto nel caso di interesse Volvo l'auto è ferma e pertanto la portata di aria è assicurata dal solo movimento di un fan. L'aria prima di giungere al radiatore passerà per un canale di aspirazione la cui forma è oggetto di ottimizzazione in questa tesi. Dunque a parità di potenza assorbita dal fan le prestazioni del sistema e quindi in ultima analisi il calore scambiato fra i due fluidi dipenderanno essenzialmente da:

- Portata di fluido freddo (aria)
- Temperatura in ingresso del fluido freddo (aria)

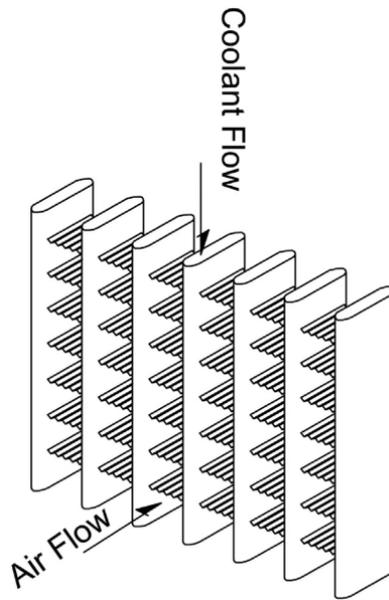


Figura 1.3: Schizzo di un radiatore automobilistico, sono rappresentati i due flussi: fluido refrigerante (lato caldo) ed aria (lato freddo)

La temperatura dipende chiaramente dalle condizioni ambientali e da un eventuale ricircolo di aria calda allo scarico, la porta è influenzata essenzialmente dalle perdite di carico a valle del fan. Tutte queste considerazioni possono essere riassunte dalla formula:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (1.1)$$

dove ovviamente Δh è la variazione di entalpia dell'aria che dipende fondamentalmente soltanto dalla temperatura. Lo studio di questi sistemi può essere condotto dunque con diversi approcci, chiaramente una analisi CFD permette di studiare nel dettaglio come la forma influisca direttamente sulle prestazioni a differenza di un approccio analitico dove questo può essere fatto soltanto con forti approssimazioni a priori.

Capitolo 2

Fondamenti di fluidodinamica

2.1 Introduzione

La meccanica dei fluidi è quella branca della fisica che si occupa dello studio delle proprietà dei fluidi e dei loro flussi. Si può distinguere la statica di un fluido nella quale si studia un fluido in quiete rispetto invece alla dinamica dei fluidi nella quale invece il fluido è in movimento. Risolvere problemi di fluidodinamica in generale richiede il calcolo di varie proprietà dei fluidi quali temperatura, pressione, velocità... Le equazioni di governo per questa classe di problemi sono le ben note Navier-Stokes, per ricavare queste equazioni possono essere seguiti concettualmente i seguenti passaggi:

1. Richiamare tre fondamentali principi della fisica classica:
 - a) Conservazione della massa
 - b) Conservazione della quantità di moto
 - c) Conservazione dell'energia
2. Determinare un modello tale da descrivere adeguatamente il fluido, in generale esistono due approcci: lagrangiano ed euleriano. Nel caso particolare dei fluidi il modello più utilizzato è quello euleriano

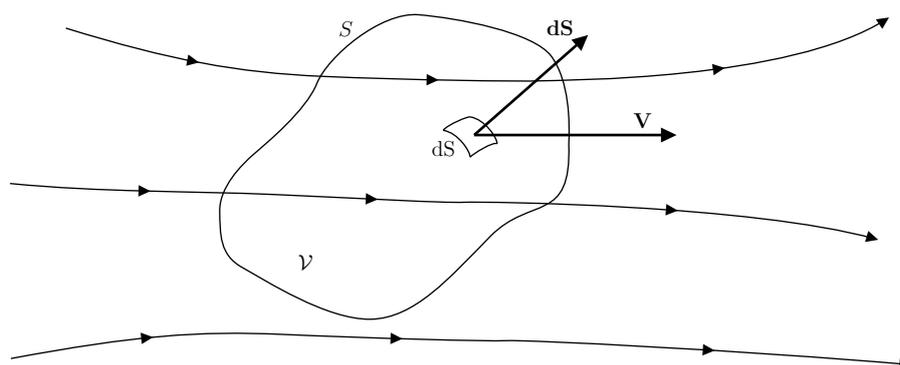


Figura 2.1: Volume di controllo finito, fissato all'interno di un flusso

ma esistono anche casi particolari dove quello lagrangiano può essere applicato

3. Applicare i principi fisici visti al punto 1 al modello scelto nel punto 2, in questa maniera si otterranno un set di equazioni che saranno in grado di descrivere la dinamica di un fluido

2.2 Equazione di continuità

Considerato un flusso per un fluido dove ogni proprietà varia sia nello spazio che nel tempo, $\rho = (x, y, z, t)$. In questo campo di moto, si consideri un volume di controllo come quello mostrato in figura 2.1. In un punto qualsiasi all'interno della superficie di controllo la velocità del flusso è pari ad \mathbf{V} e l'unità elementare di area vettoriale sarà $d\mathbf{S}$. inoltre $d\mathcal{V}$ sarà un volume elementare sempre all'interno del volume di controllo \mathcal{V} . Applicare la conservazione della massa a questo volume di controllo significa porre:

$$B = C \quad (2.1)$$

dove B è la portata massica netta in uscita dalla volume di controllo (e dunque passante per la superficie di controllo) e C la diminuzione di massa sempre all'interno del volume di controllo \mathcal{V} nel tempo. Ora considerando il lato sinistro dell'equazione 2.1, il flusso di massa attraverso la superficie

elementale dS è:

$$\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} \quad (2.2)$$

Il flusso di massa netto in uscita dalla superficie di controllo S è dunque la somma integrale su S di tutti i flussi di massa lungo le superfici elementali:

$$B = \iint_S \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} \quad (2.3)$$

Ora considerando invece il lato destro di equazione 2.1, la massa contenuta nel volume elementale $d\mathcal{V}$:

$$\rho d\mathcal{V} \quad (2.4)$$

integrando lungo l'intero volume di controllo \mathcal{V} si ottiene la massa totale contenuta all'interno del volume di controllo stesso:

$$\iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} \quad (2.5)$$

Dunque la diminuzione di massa all'interno del volume di controllo \mathcal{V} nel tempo sarà pari ad:

$$C = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} \quad (2.6)$$

Sostituendo equazione 2.3 e 2.6 in 2.1 si ottiene :

$$\iint_S \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} \quad (2.7)$$

L'equazione 2.7 è nota come *equazione di continuità* e rappresenta una delle più importanti espressioni nell'intera dinamica dei fluidi, permettendo di risolvere già moltissimi problemi di interesse pratico. Si noti che l'equazione riportata è stata scritta in forma integrale, ma può essere scritta anche in forma differenziale:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2.8)$$

2.3 Conservazione della quantità di moto

In forma generale, la seconda equazione di Newton per la dinamica può essere scritta come:

$$\mathbf{F} = \frac{d}{dt}(m\mathbf{V}) \quad (2.9)$$

Si applichi adesso questo principio al nostro modello di volume finito (approccio euleriano). Considerando il lato sinistro di equazione 2.9, questa forza sarà data fondamentalmente da due contributi:

1. **Forze agenti all'interno del volume di controllo:** gravità, forze elettromagnetiche...
2. **Forze agenti sulla superficie di controllo:** Pressione, sforzi di taglio dovuti alla viscosità del fluido...

Sia \mathbf{f} la forza netta per unità di massa agente sul fluido all'interno del volume di controllo, la forza esercitata su un volume di controllo elementare $d\mathcal{V}$ sarà:

$$\rho \mathbf{f} d\mathcal{V} \quad (2.10)$$

dunque la forza totale agente sul volume di controllo \mathcal{V} sarà data per integrazione:

$$\iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{f} d\mathcal{V} \quad (2.11)$$

La forza di pressione agente su un elemento di superficie di controllo dS è pari ad:

$$-p \mathbf{dS} \quad (2.12)$$

La forza totale di pressione esercitata sulla superficie di controllo, ancora una volta sarà data per integrazione lungo S :

$$- \iint_S p \mathbf{dS} \quad (2.13)$$

Quindi la forza totale subita da un fluido che passa lungo un volume di controllo \mathcal{V} sarà pari ad:

$$\mathbf{F} = \iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{f} d\mathcal{V} - \iint_S p d\mathbf{S} + \mathbf{F}_{viscose} \quad (2.14)$$

Ora considerando il lato destro di equazione 2.9, la variazione di quantità di moto del fluido passante per il volume di controllo nel tempo, sarà data dalla somma di due contributi:

1. Il flusso di quantità di moto in uscita attraverso la superficie di controllo S
2. La variazione di quantità di moto nel tempo all'interno del volume di controllo \mathcal{V}

Il flusso di quantità di moto nel tempo attraverso la superficie di controllo elementale dS è:

$$(\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S}) \mathbf{V} \quad (2.15)$$

Il flusso netto di quantità di moto attraverso la superficie di controllo S sarà dato dalla somma integrale lungo l'intera superficie:

$$\iint_S (\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S}) \mathbf{V} \quad (2.16)$$

Si consideri ora la quantità di moto contenuta all'interno di un volume di controllo elementale del fluido $d\mathcal{V}$ questo sarà pari ad:

$$(\rho d\mathcal{V}) \mathbf{V} \quad (2.17)$$

la quantità di moto in qualsiasi istante sempre all'interno del volume di controllo \mathcal{V} si potrà dunque trovare andando ad integrare:

$$\iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{V} d\mathcal{V} \quad (2.18)$$

la variazione di quantità di moto invece all'interno del volume di controllo sarà data da

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{V} d\mathcal{V} \quad (2.19)$$

Inserendo nella seconda equazione di Newton 2.9 i termini presenti all'interno di un fluido e dunque 2.19 e 2.14 si ottiene:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{V} d\mathcal{V} + \iint_S (\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S}) \mathbf{V} = \iiint_{\mathcal{V}} \rho \mathbf{f} d\mathcal{V} - \iint_S p d\mathbf{S} + \mathbf{F}_{viscose} \quad (2.20)$$

L'equazione 2.20 rappresenta l'equazione di quantità di moto di un fluido in forma integrale, essa può essere scritta anche forma differenziale (come già visto per l'equazione di continuità) e sarà:

$$\begin{cases} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho f_x + (F_x)_{viscose} \\ \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho f_y + (F_y)_{viscose} \\ \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho f_z + (F_z)_{viscose} \end{cases} \quad (2.21)$$

2.4 Conservazione dell'energia

Il principio di conservazione dell'energia stabilisce che l'energia non può essere né creata né distrutta, ma soltanto passare da una certa forma ad un'altra. Denotando dunque l'energia interna di un sistema come e , sia su questo sistema applicata un incremento di calore δq ed un lavoro lungo il contorno δw , allora il principio di conservazione dell'energia applicato a questo caso:

$$\delta q + \delta w = d e \quad (2.22)$$

applicando adesso lo stesso ragionamento ad un volume finito di fluido avremo:

$$B_1 + B_2 = B_3 \quad (2.23)$$

dove:

- B_1 = potenza termica aggiunta al volume di controllo
- B_2 = potenza meccanica applicata sul fluido all'interno del volume di controllo sempre attraverso il contorno
- B_3 = variazione di energia all'interno del volume di controllo

Si noti che ogni termine di equazione 2.23 è sempre derivato rispetto al tempo, si considereranno adesso singolarmente ciascuno dei vari termini applicati al caso di un fluido, in modo tale da ricavarne un'equazione di bilancio.

B1

Si tratta di valutare la potenza termica sotto forma di calore ceduta dal contorno al volume di controllo. Questa può avere differenti cause, quali ad esempio assorbimento di radiazione dall'esterno, combustione o processi chimici che avvengono all'interno del volume di controllo... Prendendo ancora a riferimento figura 2.1 la massa contenuta in un volume infinitesimo $d\mathcal{V}$ è pari ad $\rho d\mathcal{V}$ e dunque la potenza termica per unità di massa sarà $\dot{q}(\rho d\mathcal{V})$, integrando lungo l'intero volume di controllo si ottiene:

$$B_1 = \iiint_{\mathcal{V}} \dot{q} \rho d\mathcal{V} + \dot{Q}_{viscoso} \quad (2.24)$$

in cui il termine $\dot{Q}_{viscoso}$ rappresenta il contributo al calore generato per via degli attriti viscosi interni al fluido

B2

Per definizione la forza esercitata dalla pressione sulla superficie di controllo infinitesima dS è pari ad $-p d\mathbf{S}$ da cui quindi la potenza meccanica scambiata al fluido che si muove con velocità \mathbf{V} nella stessa posizione sarà $(-p d\mathbf{S}) \cdot \mathbf{V}$,

sommando dunque lungo l'intera superficie di controllo si ottiene:

$$- \iint_S (p \mathbf{dS}) \cdot \mathbf{V} \quad (2.25)$$

Considerando ora un volume di controllo infinitesimo $d\mathcal{V}$ se agiscono le sole forze di volume per unità di massa \mathbf{f} , la forza risultante nel volume infinitesimo sarà $(\rho \mathbf{f} d\mathcal{V}) \cdot \mathbf{V}$. Sommando ora lungo l'intero volume di controllo si ottiene:

$$\iiint_{\mathcal{V}} (\rho \mathbf{f} d\mathcal{V}) \cdot \mathbf{V} \quad (2.26)$$

Se il fluido è viscoso (fluido reale), allora anche gli sforzi di taglio scambieranno una potenza meccanica con il volume di controllo, in questo caso verranno denotati come $\dot{W}_{viscoso}$. Sommando dunque i vari contributi il termine legato alla potenza meccanica B_2 diventa:

$$B_2 = - \iint_S (p \mathbf{dS}) \cdot \mathbf{V} + \iiint_{\mathcal{V}} (\rho \mathbf{f} d\mathcal{V}) \cdot \mathbf{V} + \dot{W}_{viscoso} \quad (2.27)$$

B3

Si vuole ora ottenere una espressione per B_3 ovvero il cambiamento di energia all'intero del volume di controllo per unità di tempo. Il flusso di massa lungo la superficie di controllo infinitesima dS è pari ad $\rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{dS}$ e dunque il flusso infinitesimo di energia lungo sempre dS sarà $(\rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{dS})(e + V^2/2)$, sommando lungo l'intera superficie di controllo S si ottiene:

$$\iint_S (\rho \mathbf{V} \cdot \mathbf{dS}) \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \quad (2.28)$$

Inoltre nel caso in cui il flusso sia non stazionario esiste un cambiamento dell'energia totale contenuta nel volume di controllo. L'energia totale contenuta in un volume infinitesimo è pari ad $\rho(e + V^2/2)$, che se integrato

lungo l'intero volume di controllo darà:

$$\iiint_{\mathcal{V}} \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) d\mathcal{V} \quad (2.29)$$

dunque andando a derivare nel tempo si avrà :

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) d\mathcal{V} \quad (2.30)$$

Sommando ora i due contributi si ha:

$$B_3 = \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) d\mathcal{V} + \iint_S \left(\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S} \right) \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \quad (2.31)$$

Equazione di conservazione dell'energia

Note adesso le espressioni dei tre termini (equazioni 2.24, 2.27, 2.31) in 2.23 si ottiene:

$$\begin{aligned} \iiint_{\mathcal{V}} \dot{q} \rho d\mathcal{V} + \dot{Q}_{viscoso} - \iint_S (p d\mathbf{S}) \cdot \mathbf{V} + \iiint_{\mathcal{V}} (\rho \mathbf{f} d\mathcal{V}) \cdot \mathbf{V} + \dot{W}_{viscoso} = \\ \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{\mathcal{V}} \rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) d\mathcal{V} + \iint_S (\rho \mathbf{V} \cdot d\mathbf{S}) \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \end{aligned} \quad (2.32)$$

In cui equazione 2.32 rappresenta l'equazione di conservazione dell'energia in forma integrale, analogamente a quanto fatto per le due equazioni precedenti, è possibile riscrivere la stessa anche in forma differenziale:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \mathbf{V} \right] = \\ \rho \dot{q} - \nabla \cdot (p \mathbf{V}) + \rho (\mathbf{f} \cdot \mathbf{V}) + \dot{Q}'_{viscoso} + \dot{W}'_{viscoso} \end{aligned} \quad (2.33)$$

2.5 Equazioni di Navier-Stokes

Le equazioni di Navier-Stokes sono ottenute dunque mettendo assieme le espressioni dedotte applicando tre principi fondamentali della fisica classica

ad un fluido:

- Conservazione della massa
- Conservazione della quantità di moto
- Conservazione dell'energia

Mettendo assieme le equazioni 2.8 2.21 2.33 si ottiene un sistema di equazioni differenziali non lineari alle derivate parziali:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \\ \frac{\partial (\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho f_x + (F_x)_{viscose} \\ \frac{\partial (\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho f_y + (F_y)_{viscose} \\ \frac{\partial (\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \mathbf{V}) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho f_z + (F_z)_{viscose} \\ \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \mathbf{V} \right] = \\ \rho \dot{q} - \nabla \cdot (p \mathbf{V}) + \rho (\mathbf{f} \cdot \mathbf{V}) + \dot{Q}'_{vis.} + \dot{W}'_{vis.} \end{array} \right. \quad (2.34)$$

Al fine di risolvere un problema fluidodinamico, sarà necessario risolvere le cinque equazioni contemporaneamente, questo risulta essere estremamente complesso per la natura fortemente non lineare delle equazioni stesse, i tentativi di trovare una soluzione numerica a queste equazioni ha portato alla nascita della fluidodinamica computazionale (CFD)

2.6 Flusso turbolento

Si ha un regime di turbolenza in tutti quei casi dove le forze viscosse non sono in grado di sovrastare le forze di inerzia e per questo le particelle assumono un modo disordinato e caotico, il fenomeno viene sintetizzato dal numero di Reynolds definito come:

$$Re = \frac{\rho u l}{\mu}$$

La vorticità per definizione è caratterizzata da:

- **Irregolarità:** i flussi turbolenti sono caratterizzati dall'essere estremamente caotici e irregolari, queste caratteristiche ne rendono un approccio risolutivo di tipo deterministico impossibile
- **Diffusività:** ciò è la causa del rapido trasporto di quantità di moto, calore e massa all'interno del fluido
- **Grandi numeri di Reynolds:** le forze di inerzia sovrastano per diversi ordini di grandezza quelle viscosive
- **Dissipazione:** i flussi turbolenti sono sempre dissipativi, la turbolenza una volta instauratasi necessita di un continuo apporto di energia per mantenere il proprio status
- **Continuità:** i problemi di turbolenza possono ancora essere trattati con la teoria del continuo e pertanto continuano ad essere valide le equazioni di Navier-Stokes, perfino i vortici più piccoli hanno comunque dimensioni molto più grandi se comparati a quelle delle molecole

Si genereranno dunque vortici nei quali i più grandi andranno ad alimentare i più piccoli fino a dare luogo ad una vera e propria cascata di energia. La difficoltà maggiore nello studio e modellazione della vorticità risiede proprio nella dimensione più piccola dei vortici. Essa essenzialmente è legata proprio al numero di Reynolds, dunque all'aumentare di quest'ultimo si avranno vortici sempre più piccoli che richiederanno di conseguenza mesh formate da celle di dimensioni ad essi comparabili. Questo comportamento di fatto rende impossibile qualsiasi tentativo di soluzione diretta del problema (DNS) dal momento che, per problemi di interesse pratico, le griglie di calcolo assumono dimensioni tali (in termini di numero di celle) da essere impossibili da risolvere con i computer ad oggi disponibili. Inoltre queste strutture vorticosi interagiscono fra loro rispondendo alle equazioni di Navier-Stokes le quali come noto sono fortemente non lineari e dunque ci si

aspetterà un carattere analogo anche nel comportamento dei vortici stessi. Queste peculiarità della turbolenza ne rendono lo studio attraverso un approccio analitico impossibile, si è tentato lo studio con approcci statistici ma sempre con risultati poco rilevanti sotto un profilo pratico. Negli ultimi anni grazie all'aumento di potenza computazionale nei computer di oggi è stato possibile studiare alcuni problemi a basso numero di Reynolds andando a risolvere direttamente le equazioni di governo (tecnica DNS). Nella maggior parte dei casi industriali oggi vengono impiegati i così detti “modelli di turbolenza” (RANS), in grado di approssimare gli effetti della turbolenza nel fluido senza tuttavia andare a risolvere la dinamica della vorticità, introducendo tuttavia in questo modo rilevanti approssimazioni all'interno della soluzione stessa. Negli ultimi è stata sviluppata una terza modalità di approccio all'analisi della turbolenza ovvero le tecniche LES, si tratta essenzialmente di un compromesso fra le analisi di tipo RANS e DNS; dove si risolveranno direttamente soltanto le scale di vortici più grandi, lasciando invece il compito di simulare i vortici più piccoli ai modelli di turbolenza. Si tratta evidentemente di un approccio misto che si è dimostrato capace di restituire ottimi risultati quando comparati a quelli sperimentali, chiaramente il costo computazionale dell'analisi sarà maggiore rispetto ad un approccio di tipo RANS, ma ancora accettabile per la potenza di calcolo ad oggi disponibile.

Modelli di turbolenza

Come già accennato nel paragrafo precedente la soluzione diretta della dinamica turbolenta nei fluidi risulta nella maggior parte dei casi di interesse industriale impossibile per via degli alti numeri di Reynolds che dunque denotano la presenza di vortici con dimensioni estremamente ridotte. Per questo dunque sono stati sviluppati modelli empirici per la chiusura delle equazioni di governo (Navier-Stokes) che introducono la turbolenza nel fluido senza tuttavia richiederne la soluzione diretta. Dal momento che ad oggi

non esiste una teoria analitica soddisfacente per la turbolenza, la speranza è nei prossimi anni di assistere ad un aumento di potenza computazionale dei computer tale da permettere la soluzione diretta dei problemi di flussi turbolenti. Uno dei primi approcci allo studio dei fenomeni di turbolenza è stato quello delle *Raynolds averaged Navier-Stokes* (RANS), le equazioni di governo vengono risolte aggiungendo uno stress apparente detto *stress di Reynolds*. Questo dunque introduce un tensore del secondo ordine di incognite per il quale sono stati sviluppati negli anni diversi modelli di chiusura. L'approccio più comune è quello di usare un'equazione algebrica che include anche una stima della viscosità turbolenta e in base al modello anche la soluzione delle equazioni di trasporto per determinare l'energia cinematica turbolenta e di dissipazione. L'approccio RANS ha a proprio vantaggio la semplicità di implementazione e una relativa economicità in termini di risorse computazionali necessarie al calcolo. I limiti principali risiedono prima di tutto nella scelta del modello di turbolenza (empirici e quindi per loro stessa natura non esatti) che differiscono nell'uso in base alle applicazioni ed il cui setup dei parametri può risultare estremamente difficoltoso se non supportato da dati sperimentali. Inoltre questo approccio richiede che la produzione e dissipazione di energia sia uguale localmente ed istantaneamente quando in realtà lo è soltanto statisticamente e globalmente.

Capitolo 3

Radial basis functions

Le *radial basis functions* (RBF) sono degli strumenti matematici per l'interpolazione dei dati, molto potenti, introdotti durante gli anni 60. Il metodo trova sua applicazione nel campo del *mesh morphing*, dove definita una mesh e noti su di essa gli spostamenti dei così detti *source point*; mediante la soluzione di un sistema RBF si potranno applicare questi spostamenti su una qualsiasi altra mesh, questa caratteristica rende il metodo appunto meshless. In generale quindi la procedura si articola nei seguenti passi:

1. Si definisce sulla geometria di partenza, avente una propria mesh, gli spostamenti nodali dei
2. Si utilizzano le RBF per interpolare gli spostamenti dei *source point* sulla nuova mesh di lavoro
3. Si ha così una nuova mesh su cui sono state apportate le modifiche geometriche desiderate e su cui è possibile effettuare una nuova analisi senza bisogno di creare nuove mesh o ridefinire il setup dell'analisi

Le RBF risultano essere estremamente versatili e possono essere applicate ad una grande varietà di problemi da quelli fluidodinamici (CFD) a quelli strutturali (FEM). L'utilizzo di RBF per effettuare il *mesh morphing* risulta essere estremamente vantaggioso per la sua affidabilità ed in particolare la

possibilità di forte parallelizzazione del calcolo, portando quindi a risultati in tempi ridotti anche per modelli di notevole complessità. Lo scopo ultimo di questa tecnica è quello di effettuare rapide modifiche geometriche a modelli di analisi, permettendo dunque di accelerare notevolmente le procedure di ottimizzazione parametrica. La funzione di interpolazione, considerando la presenza di un polinomio di correzione $h(\mathbf{x})$ sarà:

$$s(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m \gamma_i \varphi(\|\mathbf{x} - \mathbf{x}_{s_i}\|) + h(\mathbf{x}) \quad (3.1)$$

in questa equazione sono presenti i termini:

- S è una funzione scalare ($\mathbb{R}^n \rightarrow \mathbb{R}$) definita per un un vettore di grandezza qualsiasi \mathbf{x} (ovvero le coordinate del punto nel quale la funzione viene valutata)
- φ è la così detta *radial basis function* ovvero una funzione scalare della distanza euclidea fra ogni punto sorgente ed il punto target
- γ_i è una funzione peso per la funzione φ
- m rappresenta il numero di *source point* presenti

I pesi delle RBF γ_i e i coefficienti del polinomio β_i sono incognite del sistema e possono essere trovati imponendo le condizioni di interpolazione, ovvero che gli spostamenti nelle posizioni dei punti sorgente $s(\mathbf{x}_{s_i})$ siano esattamente pari a quelli noi noti g_{s_i} :

$$s(\mathbf{x}_{s_i}) = g_{s_i} \quad (3.2)$$

Per ottenere tuttavia un sistema il cui il numero di incognite sia esattamente pari a quello di equazioni, è necessario aggiungere una condizione di ortogonalità fra i coefficienti del polinomio, in modo tale da rendere il

sistema risolvibile:

$$\sum_{i=1}^m \gamma_i p(\mathbf{x}_{s_i}) = 0 \quad (3.3)$$

Equazione 3.3 rappresenta appunto la condizione di ortogonalità per ogni coefficiente del polinomio p , il cui grado sarà minore o uguale a quello del polinomio h . Considerando uno spazio n -dimensionale, la forma del polinomio h sarà del tipo:

$$h(\mathbf{x}) = \beta_1 + \beta_2 x_1 + \beta_3 x_2 + \dots \beta_{n+1} x_n \quad (3.4)$$

In forma matriciale il problema diventerà:

$$\begin{bmatrix} M & P_s \\ P_s^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \boldsymbol{\gamma} \\ \boldsymbol{\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{g} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (3.5)$$

dove M è la matrice di interpolazione contenente tutte le distanze fra i punti sorgente:

$$M_{i,j} = \varphi(\|\mathbf{x}_{s_i} - \mathbf{x}_{s_j}\|) \quad (3.6)$$

P_s è una matrice dei vincoli ed infine \mathbf{g} è il vettore contenente gli m valori noti per i *source point*. In un caso tridimensionale quindi le equazioni possono essere esplicitate come segue:

$$\begin{cases} s^x(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m \gamma_i^x \varphi(\|\mathbf{x}_{s_i} - \mathbf{x}_{s_j}\|) + \beta_i^x + \beta_2^x x + \beta_3^x y + \beta_4^x z \\ s^y(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m \gamma_i^y \varphi(\|\mathbf{x}_{s_i} - \mathbf{x}_{s_j}\|) + \beta_i^y + \beta_2^y x + \beta_3^y y + \beta_4^y z \\ s^z(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^m \gamma_i^z \varphi(\|\mathbf{x}_{s_i} - \mathbf{x}_{s_j}\|) + \beta_i^z + \beta_2^z x + \beta_3^z y + \beta_4^z z \end{cases} \quad (3.7)$$

Per applicazioni nelle quali è richiesto di effettuare il *mesh morphing* la procedura verrà applicata ad ogni nodo della mesh per il quale si andranno a valutare gli spostamenti rispetto alla posizione di partenza. Ovviamente per sua stessa natura, la procedura può creare distorsioni in alcuni elementi

Nome	Abbreviazione	$\varphi(r)$
Spline poliarmonica	PHS	r^n , n odd
Spline piastra a parete fine	TPS	$r^n \log(r)$
Biarmonica multiquadratica	MQB	$\sqrt{a^2 + (\epsilon r)^2}$
Biarmoca multiquadratica inversa	IMQB	1
Quadratica biarmonica	QB	$1 + (\epsilon r)^2$
Biarmonica quadratica inversa	IQB	$\frac{1}{1 + (\epsilon r)^2}$
Biarmoica gaussiana	GS	$\exp\{-\epsilon r^2\}$

Tabella 3.1: RBF globali supportate

Nome	Abbreviazione	$\varphi(r)$
Wendland C^0	C^0	$(1 - \epsilon\zeta)^2$
Wendland C^2	C^2	$(1 - \epsilon\zeta)^4(4\epsilon\zeta + 1)$
Wendland C^4	C^4	$(1 - \epsilon\zeta)^6(\frac{35}{3}\epsilon\zeta^2 + 6\epsilon\zeta + 1)$

Tabella 3.2: RBF locali supportate in cui $\zeta = \frac{r}{R}$

della mesh iniziale ed è quindi cruciale disporre fin dalle fasi iniziali di una elevata qualità nella mesh. Il processo di interpolazione numerica può essere diviso in due fasi: *adaptation* ed *evaluation*:

- *Adaptation*: si tratta della parte di calcolo più onerosa, in questa fase vengono raccolte le coordinate dei nodi, si sceglie un polinomio adeguato sulla base della RBF scelta ed infine si va a risolvere il problema lineare
- *Evaluation*: è una fase nettamente più economica in termini di risorse di calcolo rispetto alla precedente, verranno calcolati i valori degli spostamenti, interpolati per ciascun nodo della nuova mesh

La problematica maggiore nell'uso delle RBF nelle applicazioni industriali, risiede proprio nel quantitativo di memoria richiesta durante la fase di soluzione del problema RBF che in molti scenari può diventare quasi proibitivo. Esistono chiaramente tecniche atte a ridurre tale tempo tramite l'utilizzo ad esempio della compressione delle matrici sparse. Esistono poi un gran numero di tecniche atte invece ad aumentare la velocità di calcolo durante le fasi di *adaptation* ed *evaluation*.

Capitolo 4

ASMO

4.1 Il modello ASMO

Il modello ASMO (Aerodynamisches Studien Modell) (figura 4.1), venne creato attorno agli anni 90 da un gruppo di ricerca di Daimler-Benz essenzialmente per due ragioni [2]:

- Studiare nuovi design di auto aveti un basso coefficiente di drag
- Avere una geometria semplice, di cui siano ben note le prestazioni in galleria del vento, su cui testare nuovi codici CFD e che non sia legata ad alcun modello di produzione

Il modello attuale è in scala 1:5 [8], la geometria è stata intenzionalmente voluta semplice in maniera tale da semplificare quanto possibile le opera-

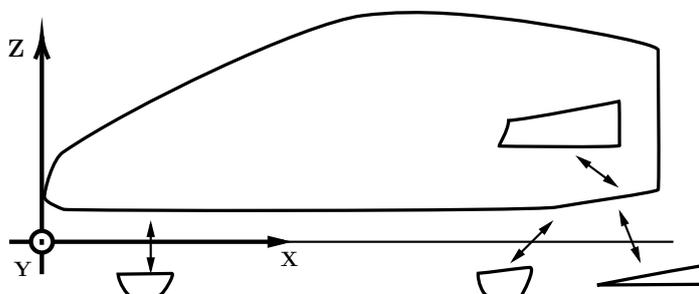


Figura 4.1: Schizzo del modello ASMO assieme alle varie configurazioni geometriche possibili

zioni di meshing, in questo modo si riducono i tempi e i costi in termini di risorse computazionali durante le fasi di preparazione delle analisi. Il modello ASMO è pensato fin dall'origine per essere modulare, in modo tale da permettere diverse configurazioni geometriche e dunque poter effettuare molteplici analisi su geometrie differenti:

- Con o senza ruote
- Con o senza diffusore

Le sue caratteristiche geometriche infine possono essere riassunte come segue:

- **Area frontale:** 0.062 m²
- **Interasse:** 0.540 m
- **Carreggiata:** 0.220 m
- **Lunghezza:** 0.810 m
- **Altezza da terra:** 0.0335 m

L'aerodinamica della ASMO è ben nota, test in galleria del vento sono stati effettuati in maniera indipendente sia da parte di Volvo che di Daimler-Benz ed i dati raccolti sono stati resi disponibili pubblicamente. In particolare i coefficienti di drag misurati dalle due case costruttrici sono rispettivamente pari ad 0.158 ed 0.153. In figura 4.2 e 4.3 sono mostrati lungo lo stesso grafico sia i risultati sperimentali ottenuti da Volvo che da Daimler-Benz; si può osservare in particolare da figura 4.3 come sia effettivamente presente un punto di ristagno proprio in prossimità del muso dell'auto.

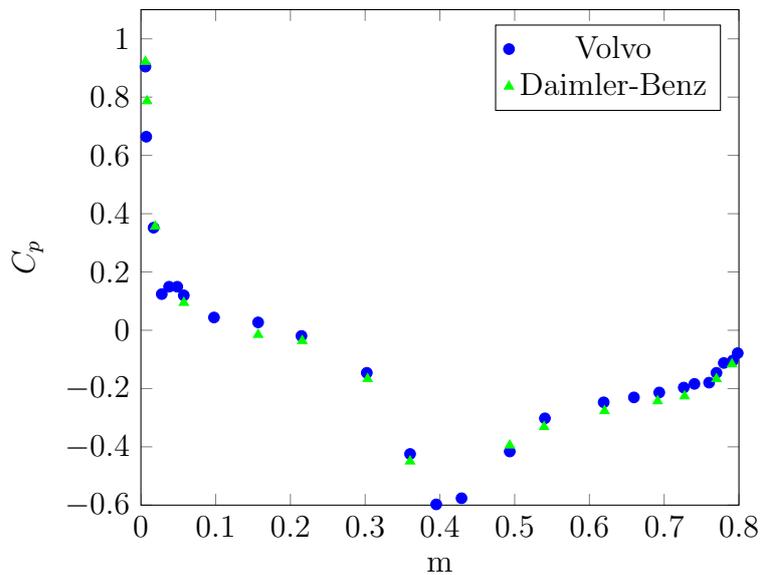


Figura 4.2: Distribuzione del coefficiente di pressione nel piano di simmetria, lungo l'asse x . Sono mostrati nello stesso asse sia i risultati sperimentali di Volvo che di Daimler-Benz

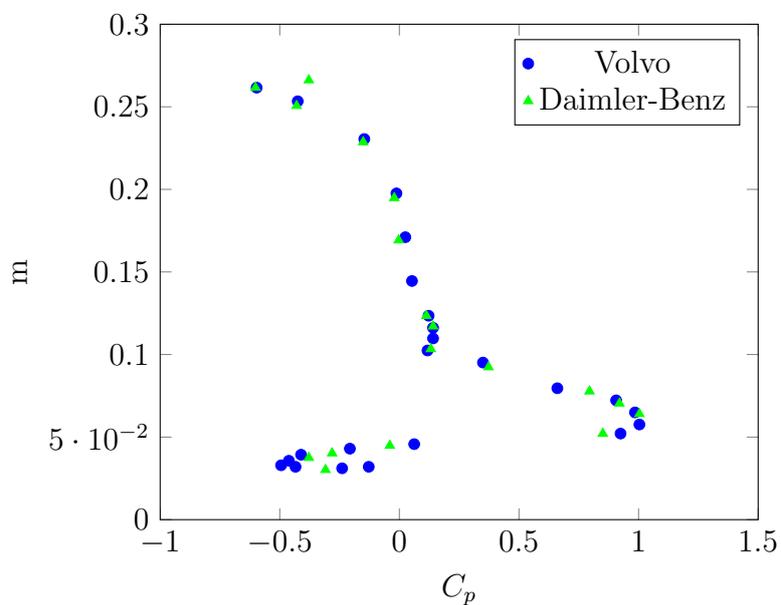


Figura 4.3: Distribuzione del coefficiente di pressione nel piano di simmetria, lungo l'asse z . Sono mostrati nello stesso asse sia i risultati sperimentali di Volvo che di Daimler-Benz

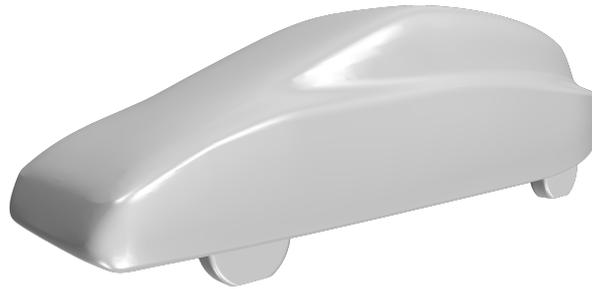


Figura 4.4: Vista 3D del modello ASMO

4.2 Impostazione del modello CFD

Lo scopo di questo paragrafo è di riprodurre tramite analisi CFD, le prove sperimentali effettuate da Volvo e Daimler-Benz e comparare i risultati numerici ottenuti con quelli sperimentali.

4.2.1 Mesh

Il modello è simmetrico e pertanto al fine di minimizzare l'onere computazionale dell'analisi è stata utilizzata soltanto metà della geometria di partenza, sarà poi pertanto necessario l'utilizzo di opportune condizioni al contorno per ripristinare la condizione di forma iniziale. In figura 4.5 è mostrato uno schizzo del dominio computazionale assieme alle sue dimensioni dove T , H e W sono rispettivamente lunghezza, altezza e larghezza. La mesh usata in questa simulazione è mostrata in figura 4.6, si tratta di una mesh strutturata di esaedri con layer prismatici lungo le superfici con condizione al contorno walls, necessari per simulare appropriatamente gli effetti dello strato limite. Il numero totale di celle impiegate è pari ad 2514639. In generale, mesh strutturate sono molto più semplici da generare se comparate alle mesh non strutturate in quanto la griglia avrà una forma estremamente regolare e dunque semplice da implementare tramite un algoritmo. Possono inoltre velocizzare il processo di risoluzione nel suo complesso per motivi legati al sistema di coordinate utilizzato all'interno delle celle stesse. D'altra parte

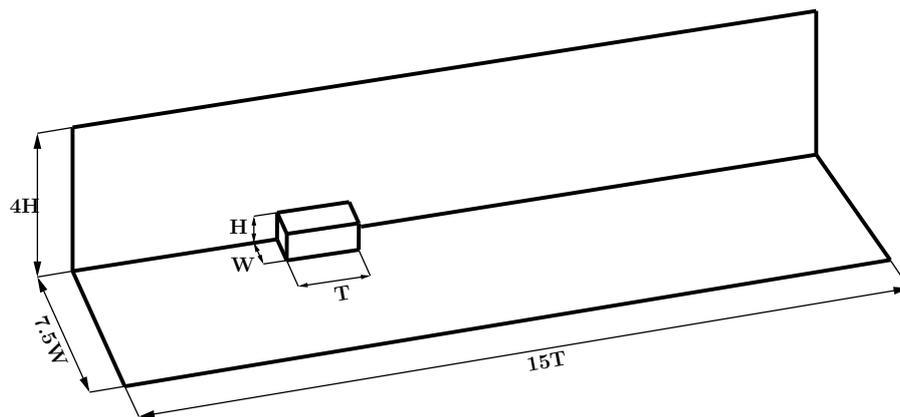


Figura 4.5: Schizzo del dominio CFD di calcolo per il modello ASMO assime alle sue dimensioni

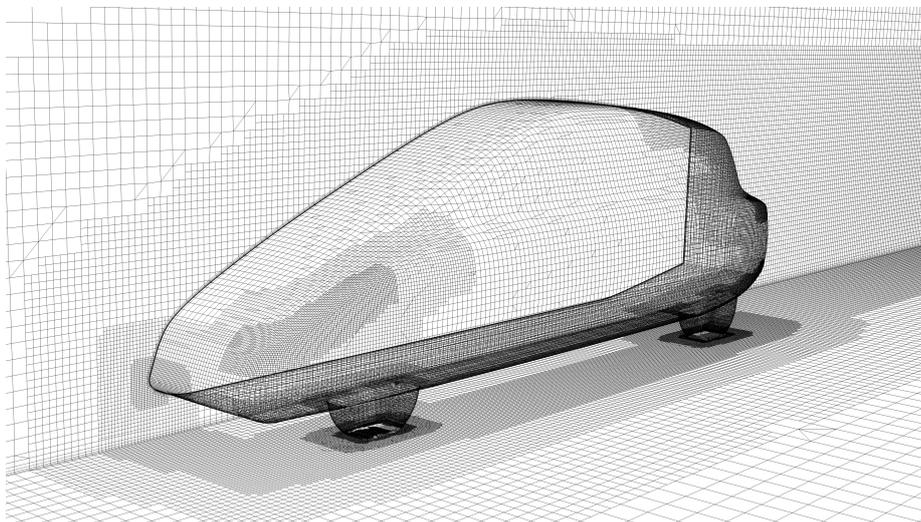


Figura 4.6: Vista della griglia di calcolo usata per l'analisi del modello ASMO

tuttavia mesh non strutturate sono più flessibili e sono in grado di adattarsi anche a geometrie particolarmente complesse, dove invece mesh strutturate possono dare luogo ad una griglia fortemente irregolare e dunque di bassa qualità. L'utilizzo di queste mesh permette dunque in alcuni casi di ridurre il numero totale di elementi (mesh di poliedri) riducendo così il costo computazionale dell'analisi. In questo caso in particolare, come già detto nei paragrafi precedenti, la geometria risulta essere particolarmente semplice e per questo si è deciso di utilizzare una mesh strutturata di esaedri.

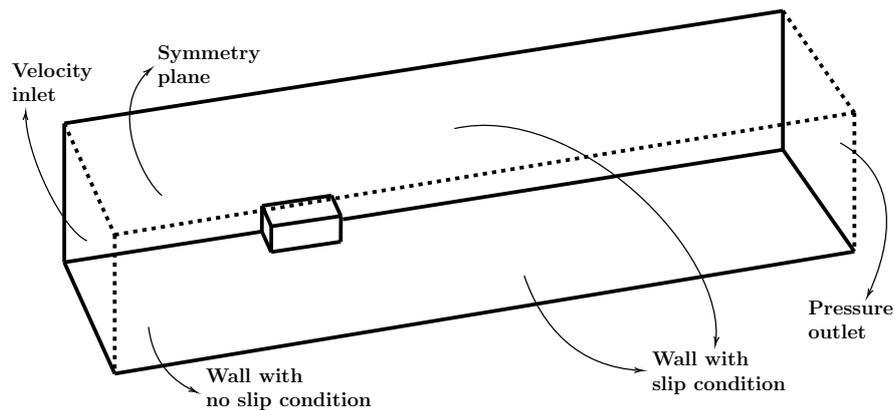


Figura 4.7: Schizzo delle condizioni al contorno al dominio utilizzate per l'analisi del modello ASMO

4.2.2 Impostazione del Solver

In questa analisi è stato usato un approccio numerico per la modellazione della turbolenza di tipo RANS. Risultati migliori possono essere ottenuti utilizzando metodi più sofisticati quali ad esempio LES come dimostrato da letteratura [3] [8]. In questo caso per via delle limitate risorse computazionali a disposizione è stato preferito il primo tipo di approccio. Per la scelta del particolare modello di turbolenza, da analisi di letteratura è emerso che i risultati migliori, in questo particolare, caso sono ottenibili utilizzando il modello $k - \varepsilon$.

4.2.3 Condizioni al contorno

Al fine di riprodurre le condizioni sperimentali in galleria del vento sono state utilizzate le seguenti condizioni mostrate in figura 4.7 :

- **Velocity inlet:** ingresso del fluido ad una velocità di 50 m/s
- **symmetry boundary condition:** piano di simmetria della simulazione, necessario in quanto è stata utilizzata soltanto metà della geometria di partenza
- **Pressure outlet:** superficie in cui si ha l'uscita del fluido

- **Wall with no slip condition:** superficie senza condizione di aderenza del fluido alla parete
- **Wall with slip condition:** superficie con condizione di aderenza del fluido alla parete per simulare l'effetto del suolo

4.3 Risultati

Il coefficiente di drag ottenuto da questa analisi è pari ad 1.47, questo risultato risulta essere prossimo a quelli ottenuti sperimentalmente da Volvo e Daimler-Benz [5] (rispettivamente 0.158 e 0.153). Ovviamente l'analisi può essere ulteriormente migliorata incrementando il numero di celle utilizzate o in alternativa utilizzando modelli in grado di prevedere in maniera più accurata la turbolenza che si genera nella parte posteriore dell'auto (come ad esempio le tecniche LES) che tuttavia richiedono un maggior quantitativo di risorse computazionali. In figura 4.8 viene mostrato un confronto dei valori del coefficiente di pressione nel piano di simmetria lungo l'asse x fra i valori sperimentali ed i valori numerici trovati, mentre in figura 4.9 è mostrato lo stesso confronto lungo l'asse z. In figura 4.10 è mostrata invece la sua distribuzione del coefficiente di pressione lungo l'intera superficie dell'auto. Infine da figura 4.11 si possono osservare streamlines di velocità attorno all'auto.

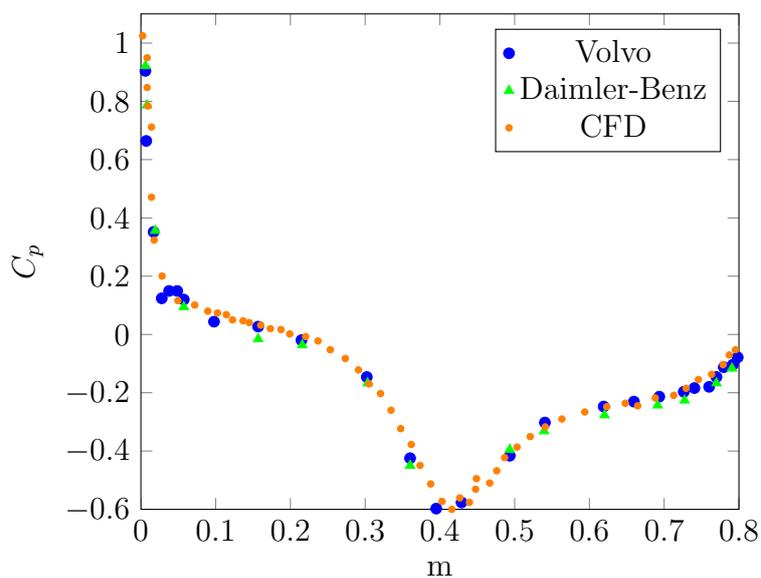


Figura 4.8: Confronto (CFD, Volvo, Daimler-Benz) valori del coefficiente di pressione nel piano di simmetria lungo l'asse x

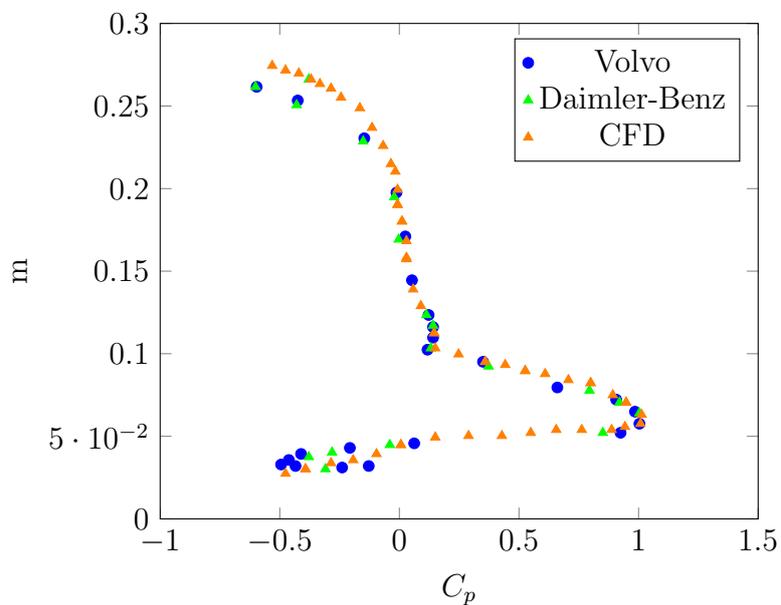


Figura 4.9: Confronto (CFD, Volvo, Daimler-Benz) valori del coefficiente di pressione nel piano di simmetria lungo l'asse z

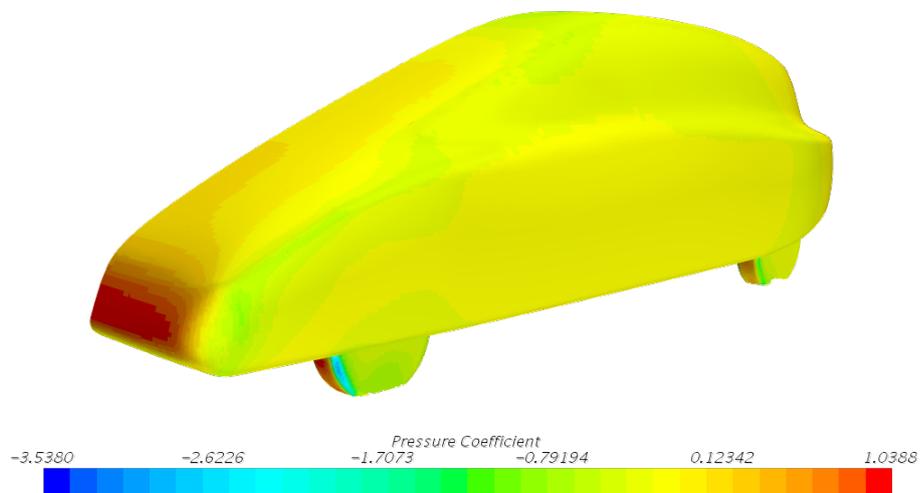


Figura 4.10: Distribuzione del coefficiente di pressione lungo la superficie del modello ASMO

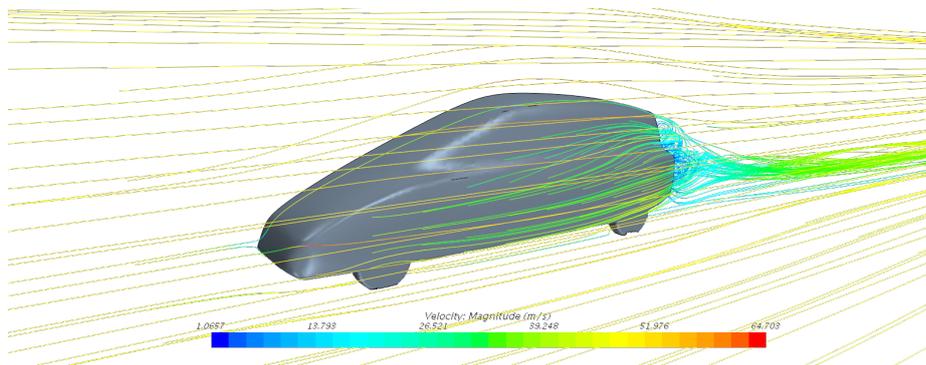


Figura 4.11: Streamlines di velocità del flusso attorno al modello ASMO

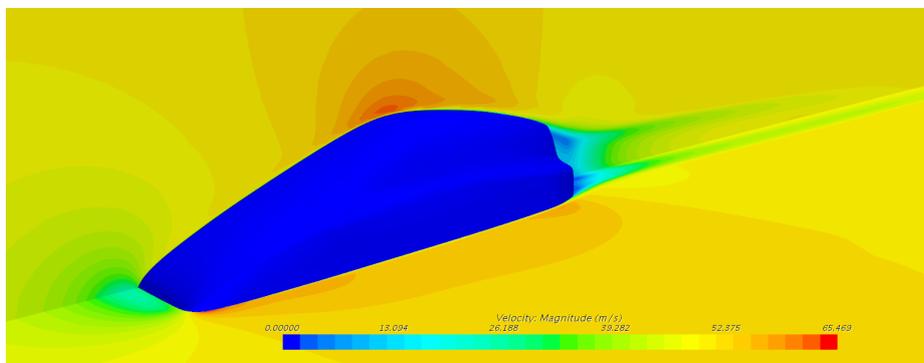


Figura 4.12: Distribuzione della velocità attorno al modello ASMO

Capitolo 5

AeroSUV

5.1 Introduzione

5.1.1 AeroSUV

L'introduzione delle normative WLTP ha costretto molte case costruttrici automobilistiche ad aumentare la propria attenzione riguardo le emissioni prodotte dai propri veicoli. Questo può essere raggiunto soltanto mediante un efficientamento generale dell'auto in ogni suo componente. Negli ultimi anni l'espansione nel mercato dei veicoli elettrici ha portato avanti nuove problematiche legate questa volta alla scarsa autonomia dei veicoli; per superare a tale limitazione è richiesta un'attenta progettazione, in particolare aerodinamica, per limitare quanto possibile le perdite energetiche. Modelli pubblici ma altamente dettagliati di auto sono necessari affinché anche il mondo accademico e della ricerca possa collaborare nello sviluppo e nell'innovazione del settore automotive, inoltre sono utili alle case OEM per testare i propri componenti su delle geometrie più vicine possibili a quelle a cui sono poi destinati. Oggigiorno il mercato automobilistico è dominato da una specifica categoria di auto ovvero i SUV, data l'esperienza ottenuta con il modello DrivAer è stato deciso di creare un modello analogo che ricalcasse le forme tipiche di un SUV: l'aeroSUV. Il modello è in scala 1:4, presenta un

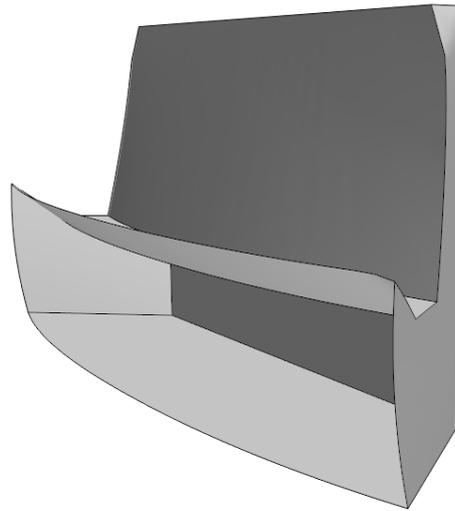


Figura 5.1: Vista 3D del canale di aspirazione per l'aria

interasse di 2786 mm (esattamente lo stesso del modello DrivAer), mentre la carreggiata anteriore e posteriore è pari ad 1552 mm. Le gomme sono di taglia 235/55R19 e la loro forma è basata sulla scansione di modelli reali. La larghezza complessiva dell'auto è di 1828 mm e l'area della sua sezione anteriore è pari ad 2.47 m^2 corrispondete dunque ad un SUV di stazza media. Il vano motore con le relative parti di raffreddamento corrispondo esattamente a quelli già presenti nel modello DrivAer.

5.1.2 Caso di studio

Il caso studio proposto da Volvo riguarda l'ottimizzazione di un canale di aspirazione dell'aria preposto al raffreddamento del vano motore. In figura 5.1 è mostrata la geometria del componente in esame, di cui è stata richiesta la modifica della superficie frontale. In figura 5.2 viene mostrata invece la presa d'aria inserita questa volta all'interno del vano motore, in particolare:

- presa d'aria (blu)
- Radiatore (rosso)

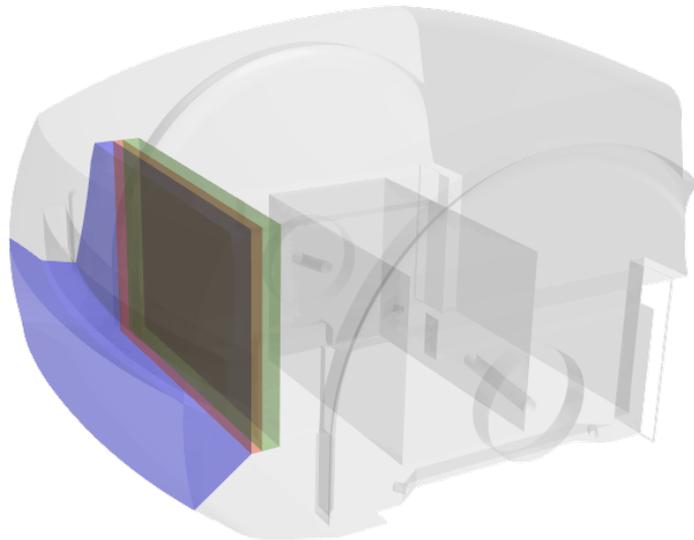


Figura 5.2: Vista 3D del vano motore impiegato nel modello AeroSUV assieme ad altri componenti accessori

- Fan (verde)

All'interno del vano motore, come si vede, è presente un motore (che tuttavia in questo caso non scambia calore con l'aria) e due alberi che trasmettono il moto alle ruote. In figura 5.3 è stato schematizzato il funzionamento del sistema già riportato in figura 5.2: l'aria esterna si trova ad una temperatura di 30 C° , essa viene aspirata mediante l'azione di un fan dimensionato in maniera tale da garantire una portata massica pari a circa 0.6 Kg/s . L'aria una volta all'interno passa per un radiatore (contestualmente uno scambiatore di calore a due flussi liquido-gas) che contemporaneamente raffredda una portata di acqua pari a 0.35 Kg/s entrante ad una temperatura di 65 C° . Si ha poi il passaggio dell'aria all'interno del fan ed infine l'ingresso nel vano motore da cui uscirà lungo le due aperture posizionate proprio dietro le ruote anteriori. Lo scenario di interesse è quello dell'auto in sosta, nel quale il fan ruota alla massima velocità.

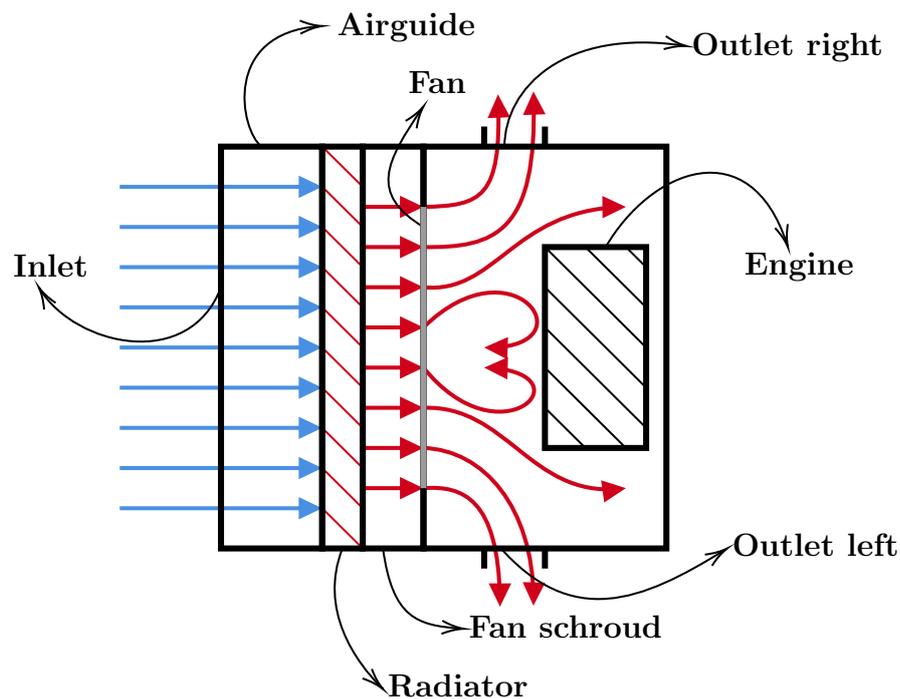


Figura 5.3: Schizzo in pianta del sistema di raffreddamento in funzione, aria fredda in ingresso (colore blu) ed aria calda in uscita (colore rosso)

5.2 Modello CFD

5.2.1 Dominio

Le dimensioni del dominio devono essere tali da simulare adeguatamente l'ambiente circostante all'auto. Come si vedrà in seguito, ovviamente le dimensioni scelte dipendono essenzialmente da due fattori:

- **Condizioni al contorno:** in questo caso l'aria ambiente è in quiete e si trova ad una temperatura di 30 C°
- **Fenomeni fluidodinamici previsti:** il dominio dipende anche dalla soluzione che ci si aspetta di trovare, in questo caso ad esempio è stato scelto di estenderlo anche alla zona posteriore dell'auto in quanto ci si attende che parte dell'aria calda in uscita dal motore ricircoli, entrando nuovamente nel canale di aspirazione

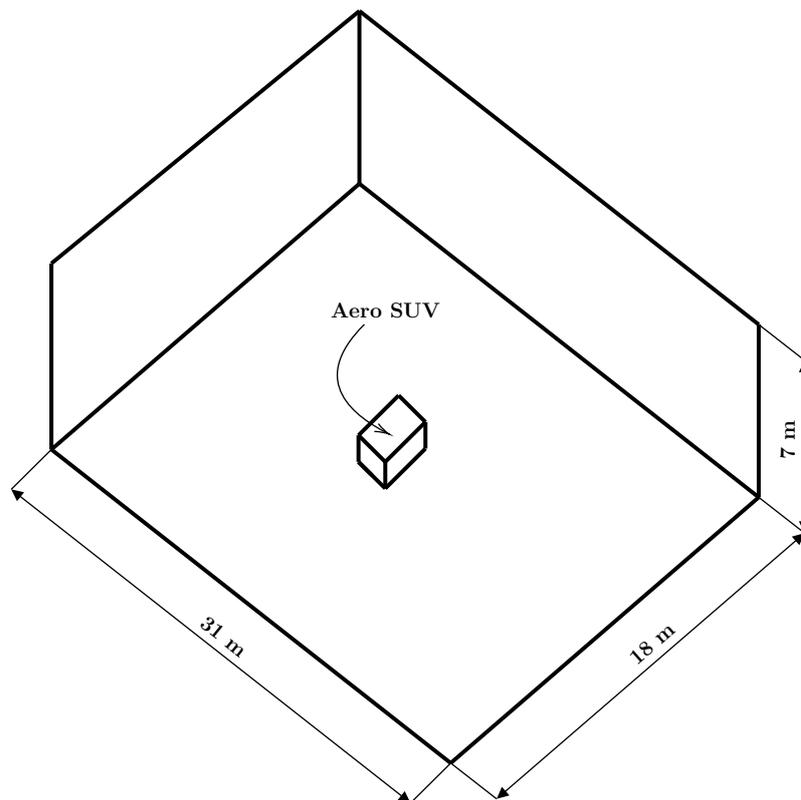


Figura 5.4: Schizzo del dominio di calcolo utilizzato per l'analisi del modello AeroSUV assieme alle sue dimensioni caratteristiche

In figura 5.4 sono riportate le dimensioni del dominio scelto, come si vede si tratta fondamentalmente di un prisma e il modello dell'auto è collocato al centro. La sua larghezza è pari ad 31 m, la profondità a 18 m ed infine l'altezza è pari ad 7 m.

5.2.2 Preparazione della geometria

Il modello di partenza non è adatto ad essere analizzato su STAR-CCM+, in quanto richiede che la geometria sia *watertight*, ovvero che ogni superficie presente nella geometria sia perfettamente chiusa o in altre parole impermeabile. A tal fine la geometria di partenza è stata suddivisa in quattro parti, la cui somma ovviamente complessivamente restituisce la configurazione iniziale. Le varie parti verranno fatte comunicare mediante l'utilizzo di opportune interfacce (fare riferimento ai paragrafi successivi) ovvero appo-

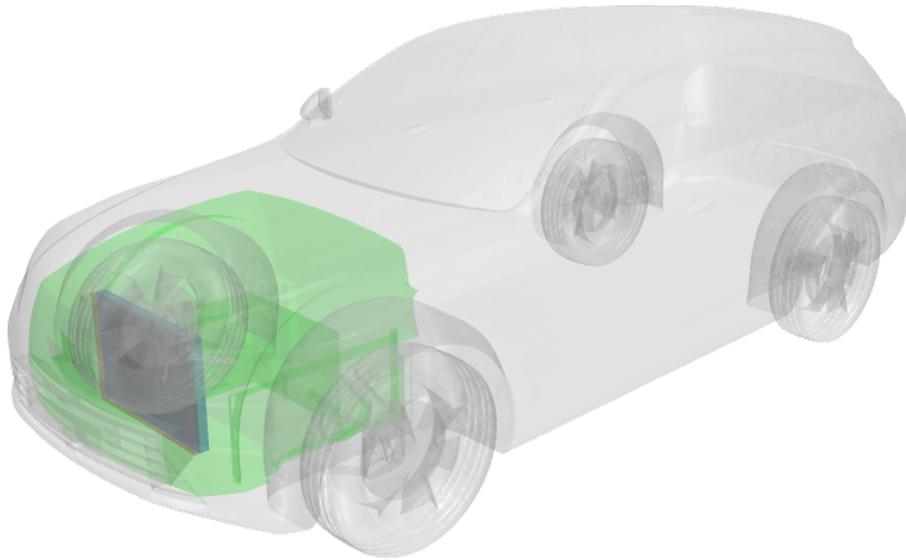


Figura 5.5: Vista 3D del modello AeroSUV con tutte le sue parti accessorie site condizioni al contorno fra superfici attigue. In figura 5.5 sono mostrate le varie parti in cui è stata divisa la geometria di partenza, in particolare:

- Grigio: corpo dell'auto compresa l'airguide
- Verde: vano interno del motore
- Rosso: radiatore
- Blu: fan

Nelle figure 5.6 5.7 5.8 5.9 sono mostrati in dettaglio rispettivamente il corpo esterno dell'auto, il vano motore, il radiatore ed infine il fan.

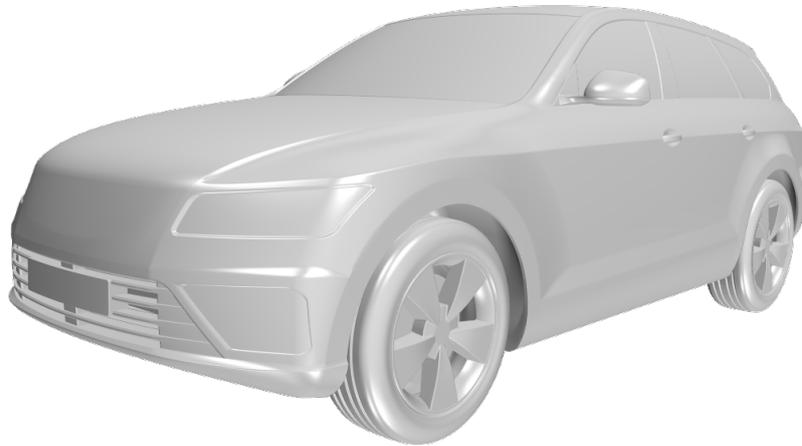


Figura 5.6: Vista 3D della superficie esterna del modello AeroSUV

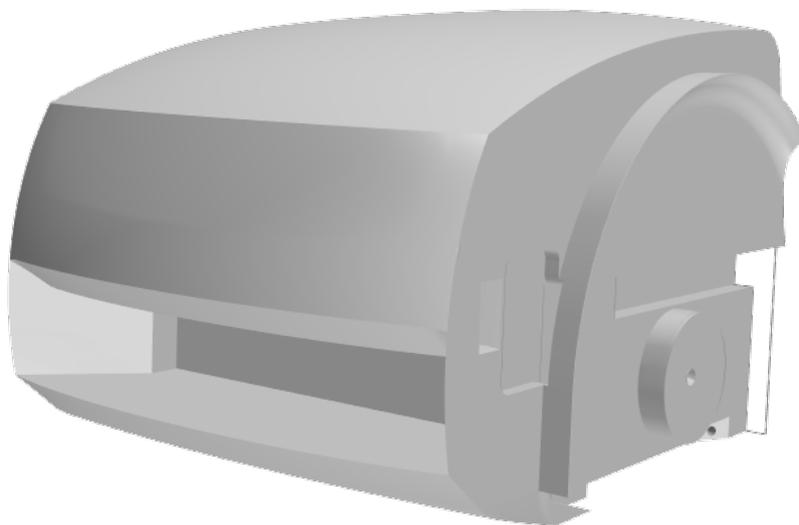


Figura 5.7: Vista 3D del vano motore del modello AeroSUV (in questo caso è compreso anche il componente airguide)

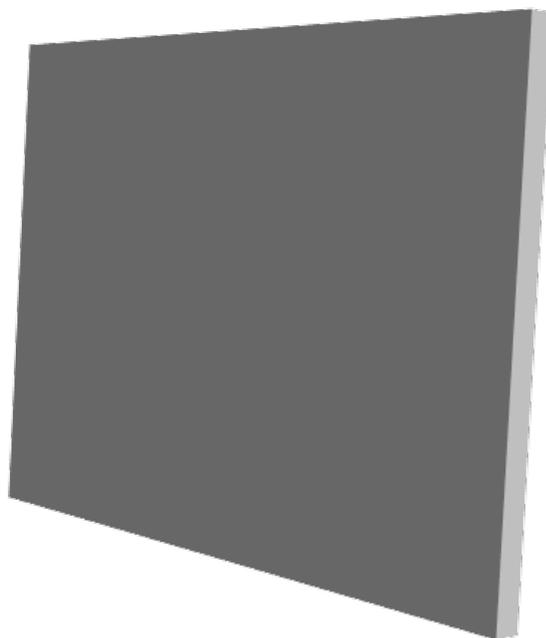


Figura 5.8: Vista 3D del componente radiatore utilizzato nel modello AeroSUV

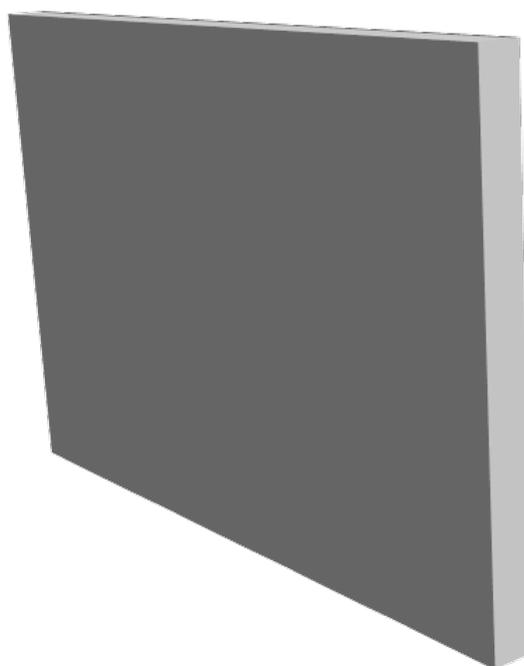


Figura 5.9: Vista 3D del componente fan utilizzato nel modello AeroSUV

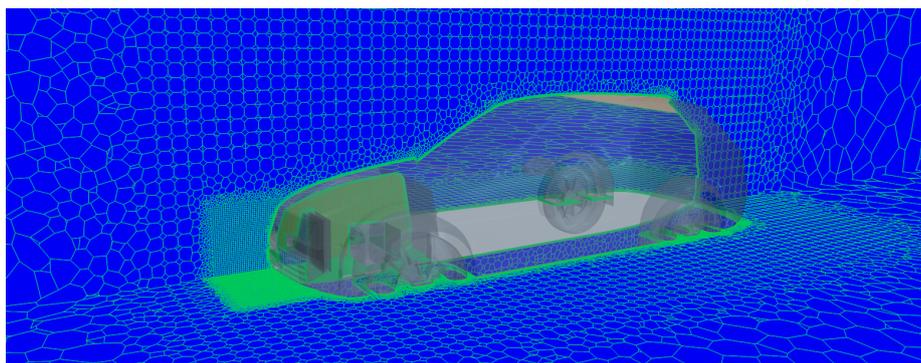


Figura 5.10: Vista globale della griglia di calcolo utilizzata per l'analisi del modello AeroSUV

5.2.3 Mesh

Data la relativa complessità del modello e la necessità di ridurre, per quanto possibile il numero di celle impiegate, è stato scelto di utilizzare una mesh poliedrica. Questa tipologia di mesh risulta essere dunque un ottimo compromesso fra prestazioni ed accuratezza, inoltre è particolarmente indicata in tutti quei casi dove il flusso assume una certa complessità [7]. Come già accennato nel paragrafo 5.2.1 la geometria è stata divisa in vari domini per ragioni legate a dei requisiti geometrici di STAR-CCM+; per questo dunque è stata costruita una mesh a parte per ciascuno di questi domini, i quali sono fatti interagire fra loro mediante apposite interfacce (condizioni al contorno). In figura 5.10 è mostrata una vista generica della mesh attorno e all'interno dell'auto. Nel volume che circonda l'auto sono state utilizzate celle di dimensioni maggiori in quanto da un lato il flusso su quelle zone non ha rilevanza riguardo il problema che si intende studiare e d'altro lato in questa maniera si è in grado di risparmiare moltissime celle durante il calcolo. Sono stati costruiti dei *prismar layer* nella zona per pavimento ed in tutte le superfici dell'auto al fine di simulare anche gli effetti dello strato limite. Facendo ancora riferimento a figura 5.10, come si vede è stato impiegato un primo e grossolano infittimento della mesh in un volume abbastanza ampio che circonda l'auto, un ulteriore infittimento è stato impiegato nella

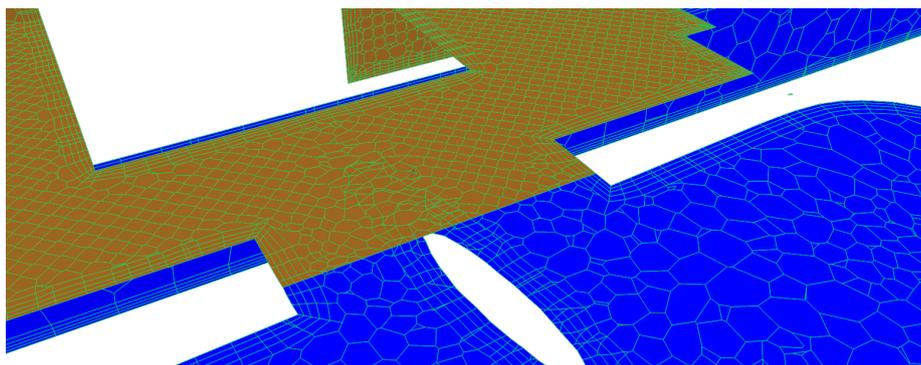


Figura 5.11: Dettaglio della mesh impiegata per l'analisi del modello AeroSUV, interfaccia fra dominio esterno e dominio vano motore interno

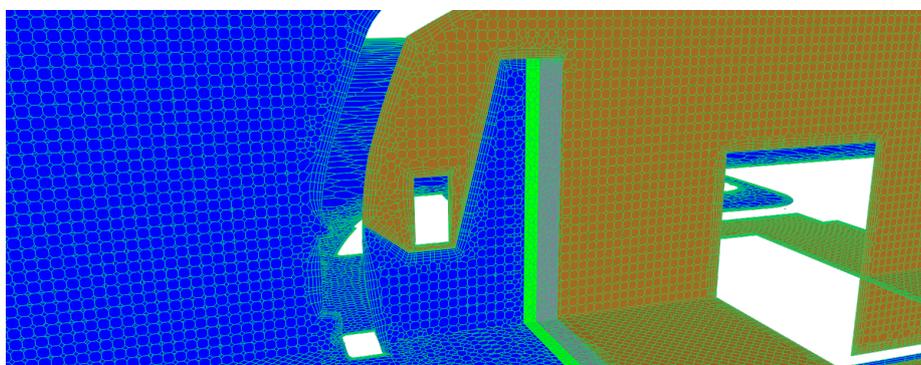


Figura 5.12: Dettaglio della mesh impiegata per l'analisi del modello AeroSUV, zona airguide

zona di fronte al canale di aspirazione (zona interessata dal processo di ottimizzazione) ed ovviamente in tutte le parti interne (dunque radiatore, fan e vano motore). Trattandosi di una simulazione di tipo RANS non sono state prese particolari precauzioni riguardo la dimensioni delle celle e la scelta del time-step (in questo caso ovviamente assente). Il numero totale di celle impiegate in questo caso è pari ad 2443391. Lungo le interfacce si è fatto in modo che la mesh, nonostante la discontinuità dovuta al cambio di dominio, rimanga continua e coerente (fare riferimento a figura 5.11 e 5.12), come si vede inoltre la mesh risulta essere coerente anche nelle zone in cui si ha una condizione di parete fra i due domini.

Porta acqua (kg/s)	Portata aria (Kg/s)	Potenza termica (W)
0.35	0.01	378
0.35	0.1	3588
0.35	0.2	6763
0.35	0.3	9553
0.35	0.4	11990
0.35	0.5	14107
0.35	0.75	18217
0.35	1	20992
0.35	1.25	22828
0.35	1.5	24074
0.35	1.75	24916
0.35	2	25482
0.35	2.5	26076
0.35	3	26211

Tabella 5.1: Tabella con i dati di prestazione del radiatore utilizzati per la sua modellazione

5.2.4 Modellazione dei componenti

Durante la creazione di questo modello, due componenti in particolare hanno richiesto attenzione nella loro definizione: il radiatore ed il fan

Radiatore

Il radiatore è stato simulato utilizzando il modello *dual stream heat exchanger* [7], i dati di ingresso sono stati forniti da direttamente da Volvo (tabella 5.1). Come si vede in figura 5.13 per il modello utilizzato sono necessarie almeno 5 domini differenti:

1. Ingresso fluido freddo
2. Ingresso fluido caldo
3. Core
4. Uscita fluido freddo
5. Uscita fluido caldo

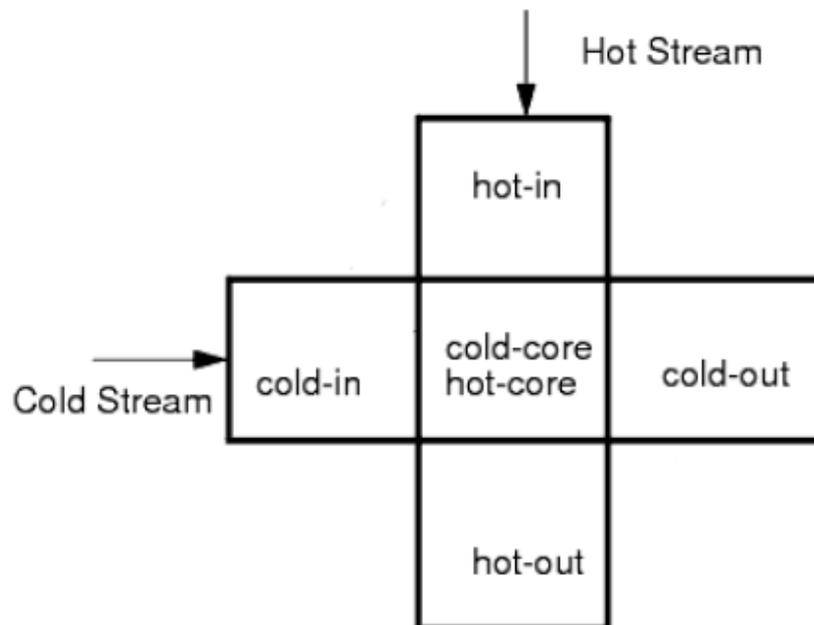


Figura 5.13: Schema di funzionamento del modello dual stream heat exchanger di STAR-CCM+

e dunque di conseguenza dovranno esistere almeno 4 interfacce che collegano i vari domini così come riportato in figura. Dei 5 domini necessari a costruire il modello, soltanto 3 sono già presenti nella geometria di partenza:

1. Ingresso fluido freddo: dominio esterno alla macchina
2. Core: radiatore
3. Uscita fluido freddo: fan

Sono stati dunque costruiti due domini fittizi al solo scopo di creare un ingresso ed un'uscita per il fluido caldo. La geometria scelta per questi componenti è ovviamente molto semplice (dei prismi) dal momento che non hanno alcun interesse fluidodinamico ma servono soltanto per utilizzare il modello di *dual stream heat exchanger*, in figura 5.14 in verde sono mostrate le due barre montate nella geometria di interesse. Il componente è stato settato in modo tale da attivarsi soltanto dopo un certo numero di iterazioni durante il processo di soluzione, in questa maniera viene risolta prima la

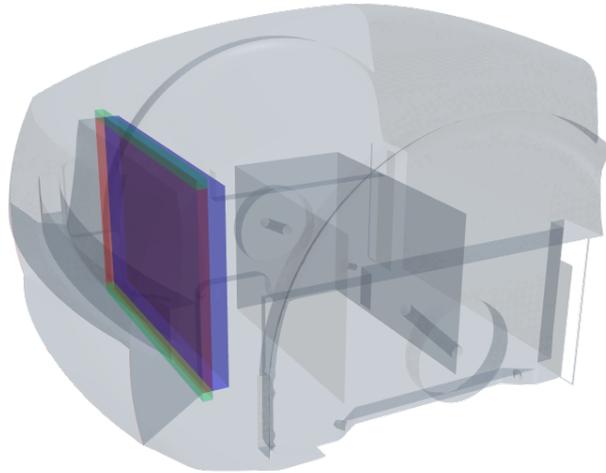


Figura 5.14: Vista 3D del vano motore interno, in verde si possono osservare le barre utilizzate per la modellazione del radiatore

fluidodinamica del movimento dell'aria dovuta al fan e soltanto in seguito si introducono gli effetti termici legati alla presenza del radiatore.

Fan

Esistono differenti possibilità in STAR-CCM+ per modellare l'azione di un fan, in questo caso è stata scelta la *fan interface* [7], per differenti motivi:

- L'uso di questo metodo risulta essere un ottimo compromesso fra la necessità di limitare (per quanto possibile chiaramente) l'utilizzo di risorse computazionali e mantenere comunque una determinata accuratezza nel simulare i fenomeni che naturalmente si verificano. Il modello permette infatti, pur nella sua semplicità di simulare sia ovviamente il salto di pressione dovuto al fan, ma anche la rotazione del fluido dovuta al movimento delle pale, sempre mediante dei modelli matematici semplificativi.
- Da parte di Volvo non sono forniti dati riguardanti la geometria o le prestazioni del fan, l'unica richiesta era che garantisse una portata pari

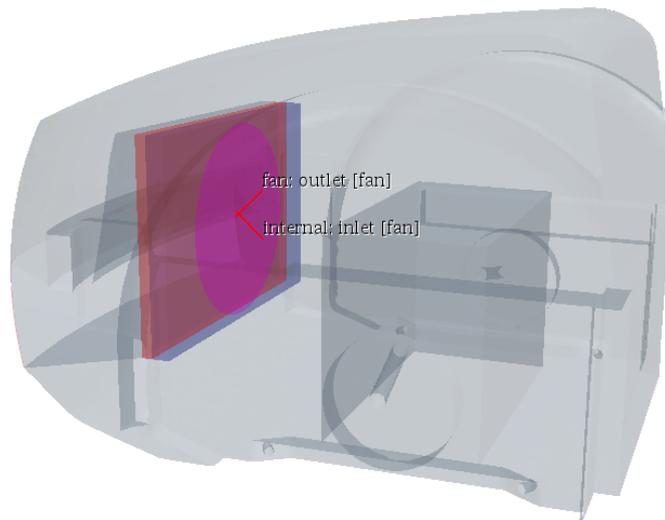


Figura 5.15: Vista 3D del vano motore interno, in rosa si può osservare la zona di interfaccia che rappresenta a sua volta il fan

a 0.6 Kg/s, per questo è stato scelto un modello più semplice possibile, in modo tale da limitare il più possibile il numero di parametri da dimensionare al fine di ottenere il risultato voluto.

L'uso del modello *fan interface* fondamentale si basa sull'idea di creare una particolare condizione al contorno lungo una zona di interfaccia fra il fan ed il dominio della zona interna del motore (fare riferimento a figura 5.15). Come già accennato in precedenza sono necessari alcuni parametri per il setup del modello, particolare:

1. **Curva caratteristica del fan:** la curva caratteristica di base deve essere tale da fornire una portata pari ad 0.6 Kg/s, la curva è riportata in figura 5.16 [4].
2. **Velocità di rotazione:** questo parametro oltre ad influenzare il campo di moto, sostanzialmente permette di scalare la prevalenza fornita dalla curva caratteristica rispetto alla velocità a cui viene riferita, in questo caso si è scelta come velocità di rotazione nominale 3500 rpm (pari a quella di riferimento della curva)

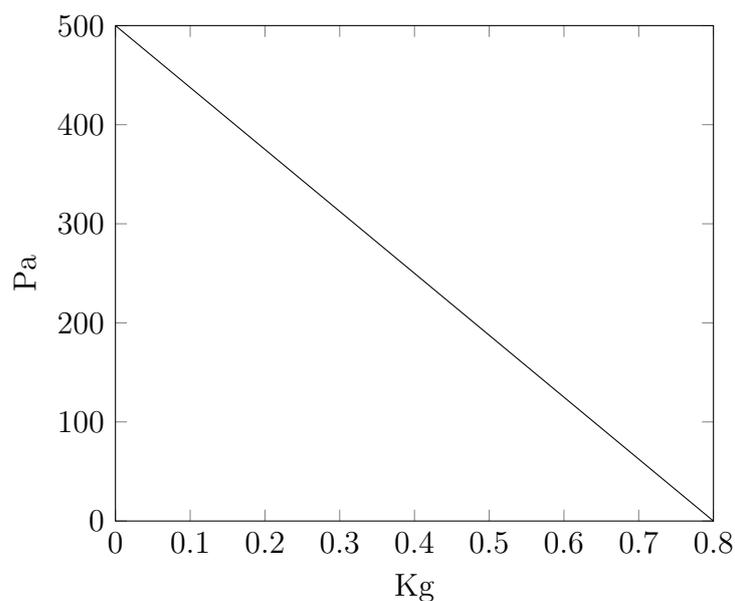


Figura 5.16: Curva caratteristica (pressione-portata massica) utilizzata per la modellazione del fan

3. **Efficienza del fan:** questo parametro è fondamentale nella modellazione della vorticità indotta dal moto della pale, in questo caso si è scelto come valore 0.5

5.2.5 Condizioni al contorno

Come già accennato nei paragrafi precedenti, le condizioni al contorno devono essere tali da simulare un ambiente aperto nel quale il radiatore dell'auto in funzione scambia calore. In figura 5.17 è mostrata una schematizzazione del dominio con le varie condizioni al contorno. Idealmente al flusso è permesso di entrare ed uscire lungo tutte le superfici (ad eccezione ovviamente del suolo), tuttavia ciò non è possibile da imporre all'interno di STAR-CCM+; dal momento che ciò a cui realmente si è interessati è ricostruire il campo di temperature attorno all'auto, sono state usate usate le seguenti condizioni al contorno:

- **Pressure outlet:** qui è stata imposta una temperatura del fluido pari ad 30 C° (temperatura ambiente), è stata inoltre specificata la

direzione del flusso in modo tale da prevenire problematiche relative al flusso inverso.

- **Velocity inlet:** affinché il sistema funzioni non è possibile assegnare la condizione di *pressure outlet* a tutte le superfici e per questo alla superficie di fronte all'auto è stata data una condizione di *velocity inlet*. Da analisi CFD condotte in precedenza con condizioni al contorno semplificate è emerso che l'ordine di grandezza delle velocità del flusso in questo particolare caso è di circa 5-10 m/s; per questa ragione all'inlet è stata assegnata una velocità di 0.01 m/s in modo tale da non disturbare il campo di moto di interesse.
- **Wall with no slip condition:** lungo il suolo su cui poggia l'auto è stata imposta una condizione di parete con opzione no slip, ci si aspetterà dunque la formazione di uno strato limite di velocità lungo questa superficie con tutti i fenomeni ad esso connessi.

Le pareti dell'auto, anch'esse sono state modellate come pareti con condizione di no slip. Per quanto riguarda le barre utilizzate nella modellazione del radiatore lato fluido caldo, a queste è stata assegnata una condizione di ingresso di portata fissata a 0.35 Kg/s ed una condizione di uscita di portata per l'altra barra.

Interfacce

Come già accennato nei paragrafi precedenti, è stato necessario dividere la geometria in domini (6 in totale), questi però chiaramente comunicano fra loro e ciò è reso possibile mediante l'uso di particolari condizioni al contorno lungo le zone di contatto dette appunto interfacce. In figura 5.18 sono mostrate tutte le interfacce utilizzate in questo modello, in particolare queste sono:

1. Interfaccia dominio esterno - ingresso radiatore (fluido freddo)

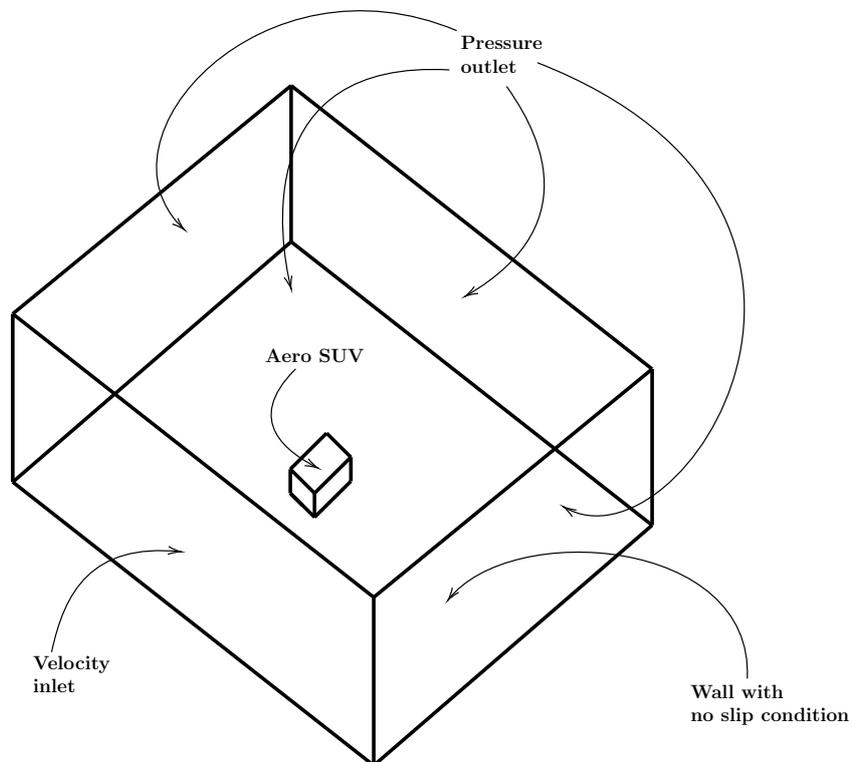


Figura 5.17: Schizzo del dominio utilizzato per l'analisi del modello Aero-SUV assieme alle condizioni al contorno utilizzate

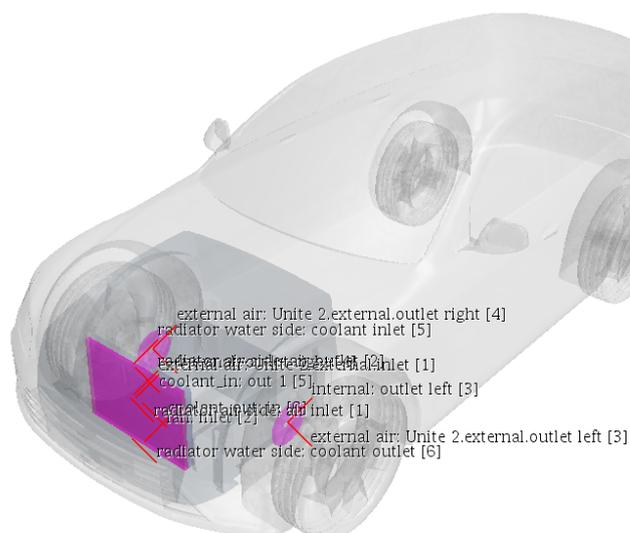


Figura 5.18: Vista 3D del modello AeroSUV, in rosa sono rappresentate le zone di interfaccia fra i vari domini

2. Interfaccia uscita radiatore (fluido freddo) - ingresso fan
3. Interfaccia uscita barra superiore - ingresso radiatore (fluido caldo)
4. Interfaccia ingresso barra inferiore - uscita radiatore (fluido caldo)
5. Interfaccia fan - ingresso volume interno del vano motore
6. Interfaccia uscita volume interno del vano motore - dominio esterno

Ciascuna delle zone precedentemente indicate sono state dunque modellate come *internal interface* ad eccezione ovviamente dell'interfaccia con il fan dove è stata utilizzata l'apposita *fan interface* (fare riferimento a paragrafo 5.2.4).

5.2.6 Modello numerico

Definizione dei fluidi

Come già visto nei paragrafi precedenti sono due i fluidi presenti in questo scenario ovvero l'acqua e l'aria, essi non interagiranno direttamente fra loro ma sempre per mezzo del radiatore che permette uno scambio di calore (e dunque in ultima analisi di energia) fra i due. L'acqua chiaramente è stata trattata come fluido incomprimibile (ipotesi applicabile in pressoché tutti i casi di interesse pratico). Per quanto riguarda l'aria, la questione risulta essere più delicata: in generale se le velocità in gioco sono inferiori a circa 0.3 Ma, allora l'ipotesi di fluido incomprimibile può essere generalmente accettata [1], tuttavia in questo caso gli effetti di comprimibilità risultano essere accoppiati con l'equazione di energia, un aumento di temperatura dovuto al radiatore porterà ad una diminuzione di densità che sarà alla base degli effetti di convezione naturale che prenderà parte al problema di scambio di calore che si è interessati a studiare. Tuttavia alla luce degli elevati numeri di Reynolds dovuti all'azione del fan e all'esigenza di ridurre l'onere computazionale del calcolo, la convezione naturale può essere trascurata come

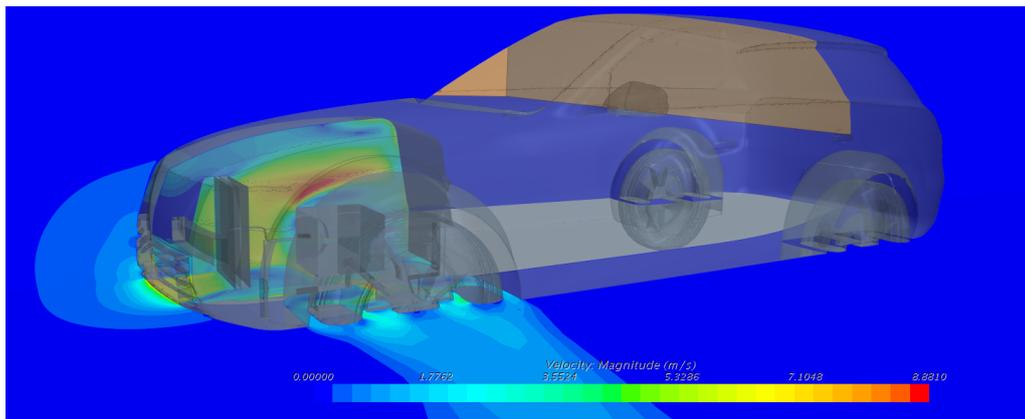


Figura 5.19: Campo di velocità attorno al modello AeroSUV

approssimazione al primo ordine e per questo anche l'aria è stata tratta come fluido incomprimibile.

Impostazione parametri del solver

L'analisi è stata svolta in regime stazionario utilizzando un approccio alla modellazione della turbolenza di tipo RANS, per quanto riguarda i fluidi in entrambi i casi si è scelto di utilizzare un solver segregated. Il modello di turbolenza utilizzato in questo specifico caso è stato il $k-\epsilon$ standard.

5.2.7 Risultati

La simulazione è stata eseguita su di un PC dotato di un i7-8550u e 16 GB di memoria RAM. In figura 5.19 è riportato l'andamento della velocità del flusso attorno al veicolo, come si vede esiste una zona sostanzialmente di ristagno nella parte immediatamente di fronte all'airguide (lato interno dell'auto), mentre il flusso accelera nel momento in cui incontra il blocco che simula il motore. In figura 5.22 sono mostrate invece le streamline di velocità per il flusso che riguarda l'intero veicolo mentre in figura 5.23 ne viene mostrato un particolare per quel che riguarda il vano motore. Infine in figura 5.24 viene mostrata la distribuzione di temperatura attorno al veicolo, mentre in figura 5.25 è mostrato un particolare nella zona vicina al vano

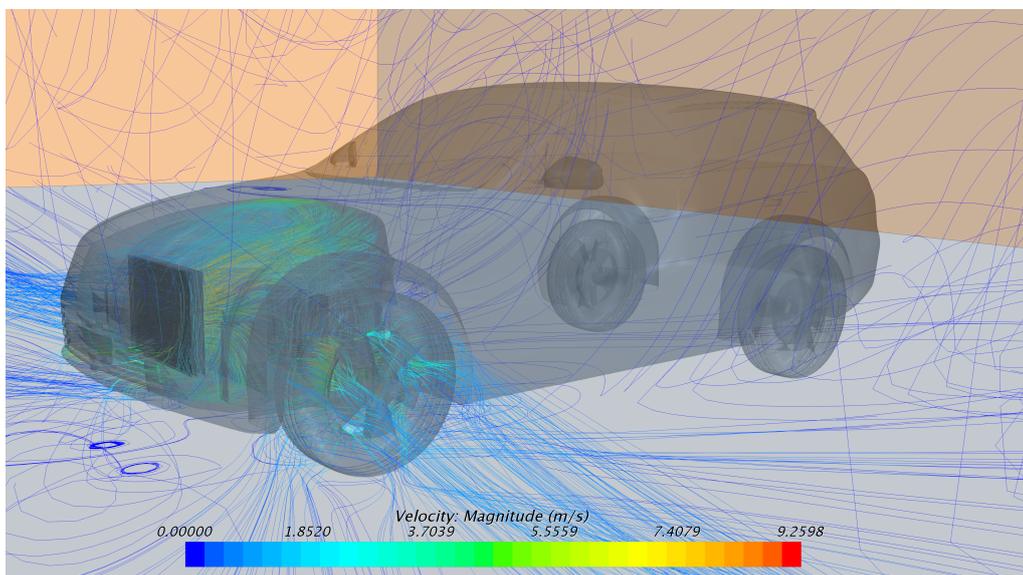


Figura 5.20: Streamlines di velocità per il flusso nel modello AeroSUV

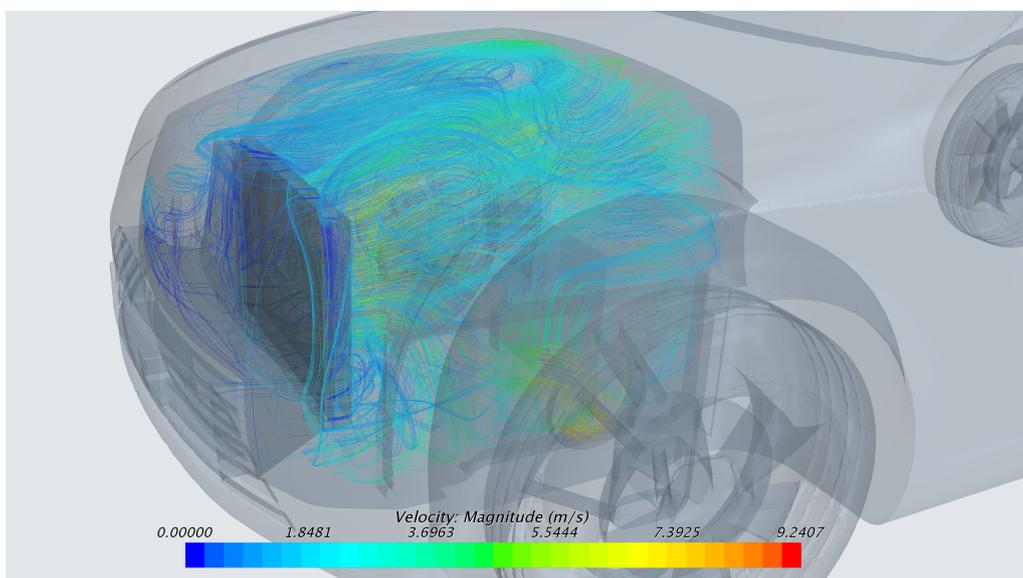


Figura 5.21: Streamlines di velocità per il flusso nel modello AeroSUV, dettaglio vano motore

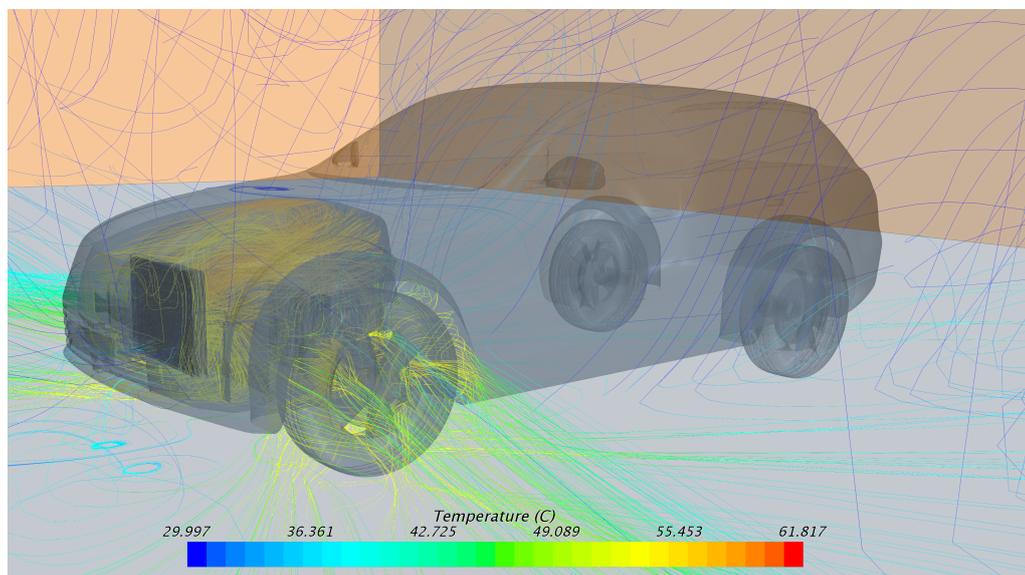


Figura 5.22: Streamlines di temperatura per il flusso nel modello AeroSUV

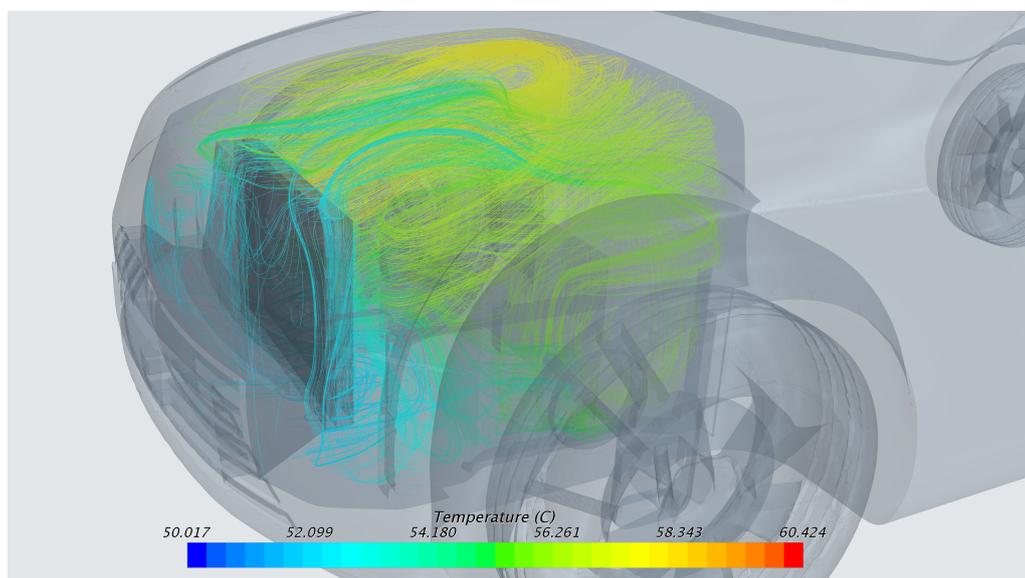


Figura 5.23: Streamlines di temperatura per il flusso nel modello AeroSUV, dettaglio vano motore

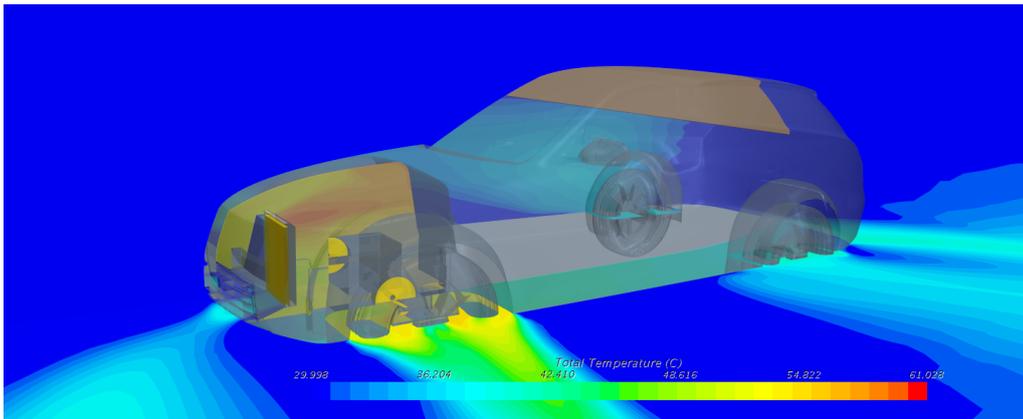


Figura 5.24: Campo di temperatura attorno al modello AeroSUV

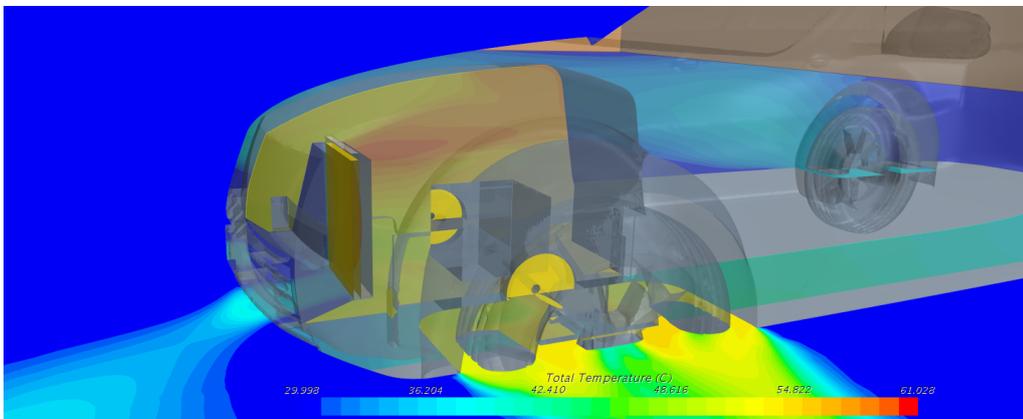


Figura 5.25: Campo di temperatura attorno al modello AeroSUV, dettaglio vano motore

motore ed al canale di aspirazione. Come si nota il picco di temperatura raggiunto dall'aria è pari a circa 61 C° , dato assolutamente coerente con la temperatura di ingresso dell'acqua all'interno del radiatore pari ad 65 C° . Il parametro di interesse da ottimizzare in questo specifico caso riguarda lo scambio termico fra aria ed acqua all'interno del radiatore, come noto esso sarà pari ad:

$$Q = KA\Delta T_{ml} \quad (5.1)$$

in cui K sarà un coefficiente di scambio termico globale all'interno dello scambiatore, A la superficie di scambio termico ed ΔT_{ml} rappresenta la

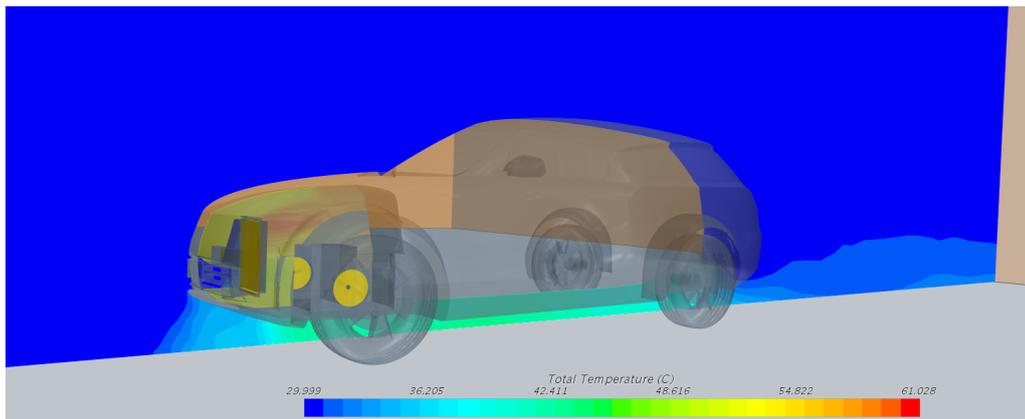


Figura 5.26: Campo di temperatura attorno al modello AeroSUV, dettaglio al di sotto dell'auto dove si osservano gli effetti del ricircolo di aria calda in uscita

differenza di temperatura media logaritmica a sua volta definito come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_c - \Delta T_f}{\ln \frac{\Delta T_c}{\Delta T_f}} \quad (5.2)$$

La temperatura di ingresso dell'aria gioca un ruolo cruciale nel massimizzare lo scambio termico tra i due fluidi, ed in ultima analisi migliorare la capacità del sistema di raffreddare il fluido di refrigerazione (acqua). Come si vede in figura 5.26 la geometria attuale sostanzialmente risente di un problema di ricircolo dell'aria calda in uscita dal vano motore, parte della quale quindi viene reimpressa all'interno del radiatore diminuendo in questo modo la capacità dell'aria di assorbire calore dall'acqua di raffreddamento e dunque facendo scendere le prestazioni dell'intero sistema. La geometria di base è in grado di smaltire una potenza termica dall'acqua pari ad 13.2 KW.

Capitolo 6

Ottimizzazione

6.1 Workflow generale

Il workflow generale è riportato in figura 6.1, esso fondamentalemente consiste nei seguenti passi:

1. Creazione di un modello CFD da voler ottimizzare
2. Parametrizzazione della geometria per mezzo di tecniche di *mesh morphing*, in questo modo è stato possibile evitare il remeshing del modello e dunque velocizzare in maniera cruciale l'intero processo di ottimizzazione
3. Definizione dei parametri su cui si vuole agire assieme agli scostamenti inferiori e superiori
4. Creazione di una tabella DOE dei vari parametri scelti in precedenza in modo tale da valutare poi la risposta del sistema al cambiamento dei parametri
5. Eseguire le diverse simulazioni con lo stesso setup del punto 1 ma questa volta modificando ciascuna volta la geometria a seconda dei parametri definiti al punto 3

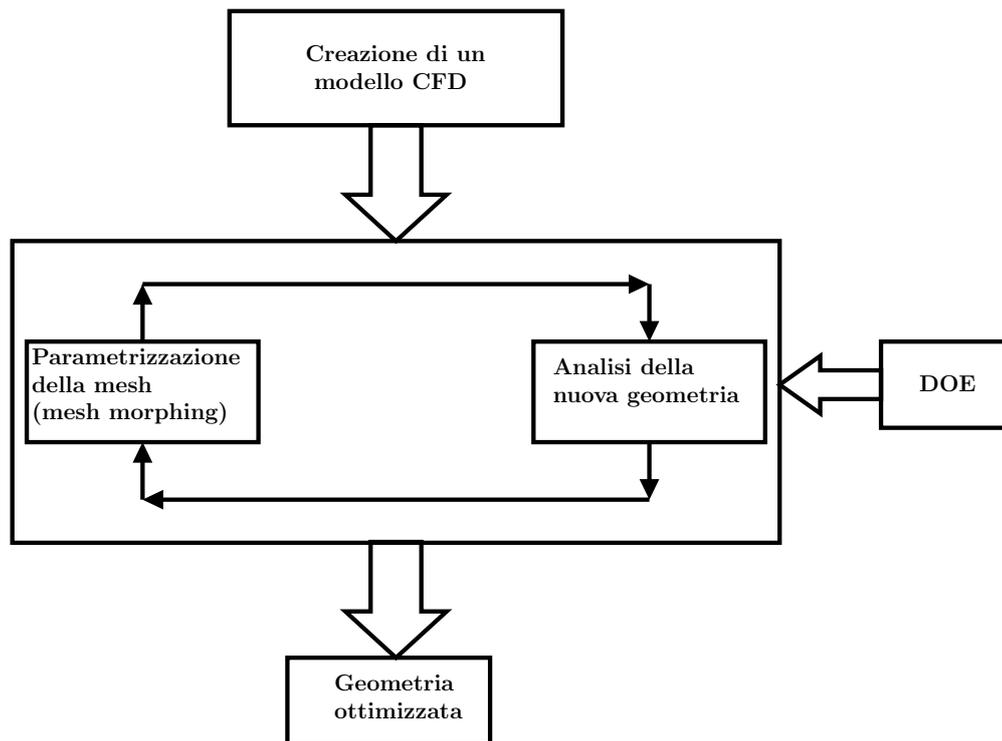


Figura 6.1: Schema generale del workflow utilizzato durante per il processo di ottimizzazione

6. Costruzione di grafici di risposta del sistema in cui si riportano la caratteristica di interesse da ottimizzare in funzione dei vari parametri geometrici scelti ed individuazione di un eventuale punto di ottimo (in caso non ci sia sarà necessario ripartire dal punto 3 e definire nuovi parametri)

Si tratta dunque di una procedura fondamentale iterativa che permette di studiare l'effetto che determinati parametri di forma abbiano sul flusso nel suo complesso e più in particolare su una certa caratteristica (o più caratteristiche nel caso di analisi multi obiettivo). Chiaramente la fase più critica riguarda proprio il punto 3 ovvero la definizione dei parametri geometrici da ottimizzare, i fenomeni fluidodinamici sono per loro stessa natura estremamente complessi e pertanto non sempre è possibile fare delle considerazioni a priori su quali siano i parametri geometrici migliori su cui andare ad agire, per questo quindi al fine di trovare una configurazione di

ottimo potrebbe essere necessario iterare su più parametri o combinazioni di essi stessi, ovviamente non c'è garanzia che la configurazione che si andrà a trovare sia la migliore in assoluto.

6.1.1 Parametrizzazione geometria

La modifica della geometria è stata resa possibile mediante l'utilizzo di tecniche di *mesh morphing*, questa modalità di parametrizzazione permette in primo luogo di svincolarsi dalla mesh particolare di partenza ed in secondo luogo da modo ad ogni nuova analisi di evitare onerosissime procedure di remeshing accelerando così in generale l'intero processo di ottimizzazione. Le modifiche della geometria vengono impostate tramite interfaccia grafica utilizzando il software proprietario RBF-Viewer, dove mediante una mesh fittizia si calcolano gli spostamenti dei singoli *source point*, questi verranno poi esportati mediante un file *.pts*. La procedura di creazione dei file *.pts* in questo caso è stata automatizzata mediante l'utilizzo di uno script in python a partire dalla conoscenza dei parametri da modificare. A questo punto sono state integrate direttamente all'interno di STAR-CCM+ delle librerie proprietarie di mesh morphing mediante una apposita *User Defined Function* riportata in 8.1.1. Al fine di completare l'integrazione è necessaria la scrittura di un altro codice per il link della UDF in STAR-CCM+ ed è riportato in 8.1.2. La procedura mediante UDF tuttavia richiede l'utilizzo di un solver unsteady, sono state utilizzate delle macro in java per automatizzare il cambio da solver steady ad unsteady e viceversa.

6.2 Variazione di forma ASMO

Seguendo il workflow precedentemente esposto, è stato effettuato un test preliminare su una geometria ben nota ovvero la ASMO. Per quanto riguarda la scelta del parametro geometrico, si è scelto di intervenire sulla

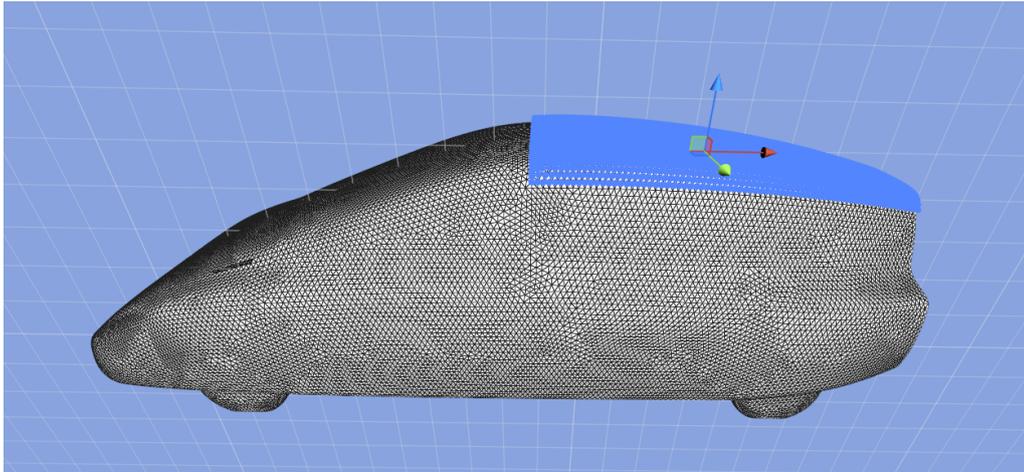


Figura 6.2: Vista 3D del modello ASMO, in blu è rappresentata la superficie su cui verranno effettuate le modifiche di forma

curvatura della parte posteriore del tetto (figura 6.2) attraverso uno schiacciamento di quest'ultimo. Sono state effettuate in totale 4 prove con valori via via crescenti del parametro, i risultati in termini di coefficiente di drag sono mostrati nel grafico in figura 6.3. Come si nota immediatamente, qualsiasi modifica di forma comporta un peggioramento delle prestazioni aerodinamiche del modello; le ragioni di questo comportamento possono essere fondamentalmente due:

- **La geometria di partenza risulta già essere ottimizzata:** in questo caso ovviamente esisterà soltanto un ristretto spazio di parametri geometrici su cui agire in grado di migliorare le prestazioni aerodinamiche
- **La scelta del parametro geometrico:** la scelta risulta essere semplicemente errata e si dovrà dunque iterare utilizzando un altro parametro

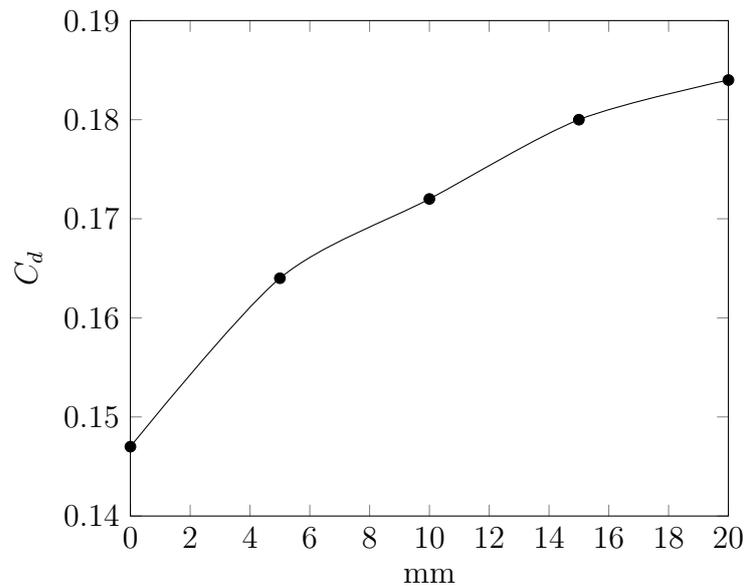


Figura 6.3: Andamento del coefficiente di drag per il modello ASMO al variare della forma della parte posteriore del tetto

6.3 Ottimizzazione AeroSUV

6.3.1 Definizione parametri geometrici

In questo specifico scenario ciò che si desidera ottimizzare è il calore scambiato nel radiatore, a parità ovviamente di tutti gli altri parametri fra cui in particolare la velocità di rotazione del fan (dunque della potenza assorbita da quest'ultimo). Nella configurazione base la potenza scambiata è pari ad 13.2 KW questa, come già detto a parità energia assorbita dal fan, è limitata in primo luogo dal fenomeno del ricircolo di aria calda in uscita dall'auto ed in secondo luogo dalle inevitabili perdite di carico presenti nel canale di aspirazione stesso. Sono stati dunque definiti tre parametri geometrici di modifica della forma, facendo riferimento a figura 6.4:

1. **Parametro 1:** trasformare l'angolo retto in uno smusso con diversi raggi di curvatura
2. **Parametro 2:** controllo della curvatura della superficie verticale
3. **Parametro 3:** controllo dell'altezza della superficie indicata

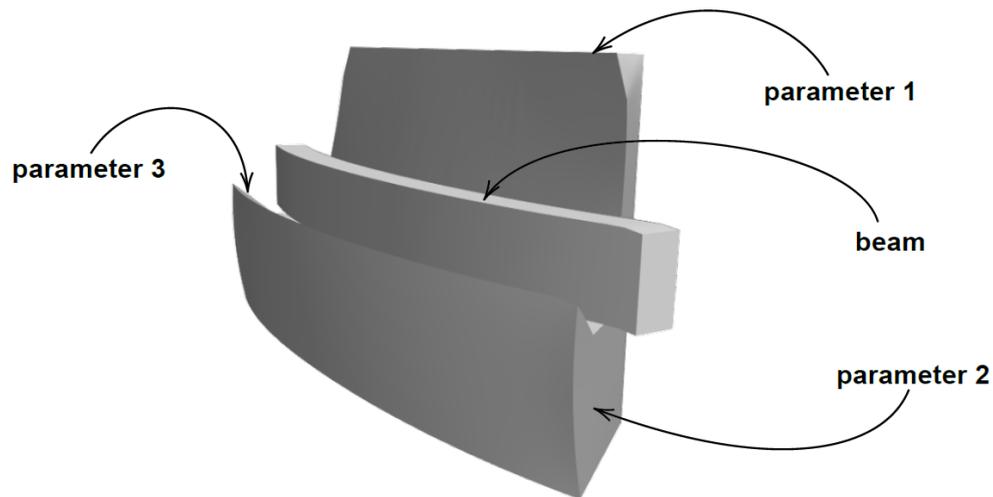


Figura 6.4: Vista 3D del componente airguide per il modello AeroSUV dove sono mostrate le varie parti geometriche su cui si andrà ad intervenire con modifiche di forma

I parametri sono stati scelti con l'idea di eliminare brusche variazioni di geometria e dunque eventuali distacchi dello strato limite. Come si vede ancora una volta in figura 6.4 esiste un vincolo geometrico nella modifica della forma legato alla presenza della trave. Chiaramente si tratta di scelte preliminari, non esiste alcuna garanzia che siano i parametri migliori su cui andare ad agire, questo sarebbe possibile soltanto mediante l'esplorazione di ulteriori modifiche della geometria di partenza.

6.3.2 Risultati

Seguendo la procedura indicata nel paragrafo 6.1 è stato analizzato il caso dell'aerSUV, per facilitare la visualizzazione dei tre parametri sono state costruite delle superfici di risposta funzione dei parametri 1 e 2, mentre il terzo è stato fatto variare per tre valori, in questa maniera sono state ottenute nel complesso tre superfici di risposta. Le modifiche geometriche sono state eseguite creando delle superfici fittizie, pertanto i valori riportati dei parametri sono scostamenti legati al movimento di queste ultime ed hanno dunque una correlazione soltanto indiretta con la geometria del canale di

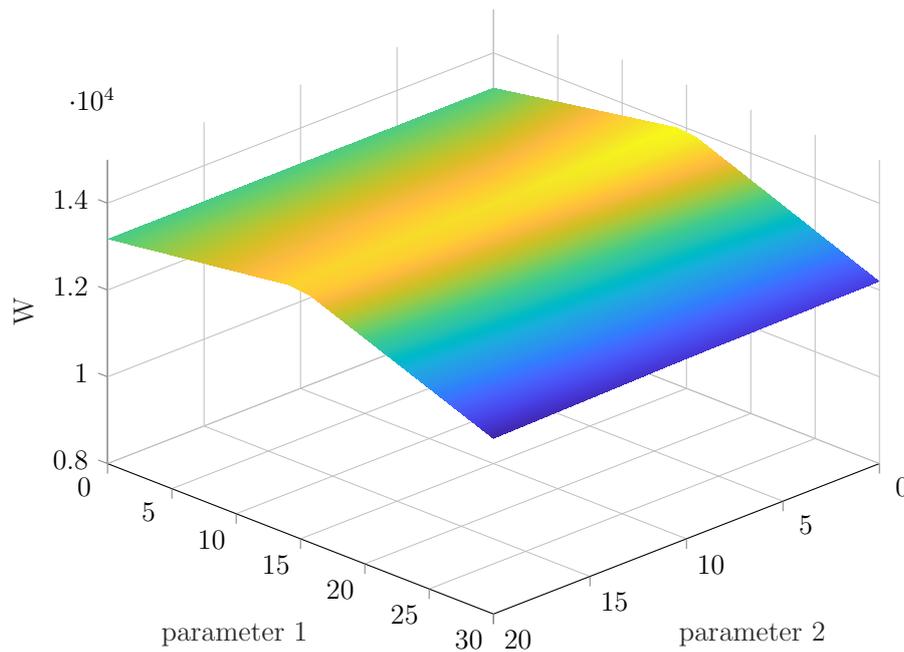


Figura 6.5: Superficie parametrica di risposta durante il processo di ottimizzazione del componente airguide per il modello AeroSUV in funzione del parametro 1 e parametro 2, il valore del parametro 3 è fissato a 0

aspirazione. Sono state dunque costruite tre tabelle DOE (tabella 6.1, 6.2, 6.3) ciascuna per ogni valore del parametro 3 dove sono riportati anche i risultati in termini di potenza termica. In figura 6.5, 6.6 e 6.7 sono riportate le tre superfici di risposta che rappresentano come vari la potenza termica ceduta dall'acqua di raffreddamento all'aria in entrata nel radiatore al variare dei vari parametri geometrici di modifica. Come prima considerazione si può notare come indipendentemente dal valore del parametro 3, il sistema risulta sostanzialmente invariante alle modifiche di curvatura controllate dal parametro 2, chiaramente delle variazioni numeriche esistono lo stesso ma sono trascurabili se comparate all'effetto degli altri due parametri, come si può notare anche graficamente in maniera immediata. Focalizzando l'attenzione adesso soltanto sul parametro 1 e dunque lo smusso lungo il bordo superiore si possono ora notare due comportamenti diversi del sistema al variare del parametro 3:

- **Parametro 3 pari a 0:** in questo caso all'aumentare della curvatura

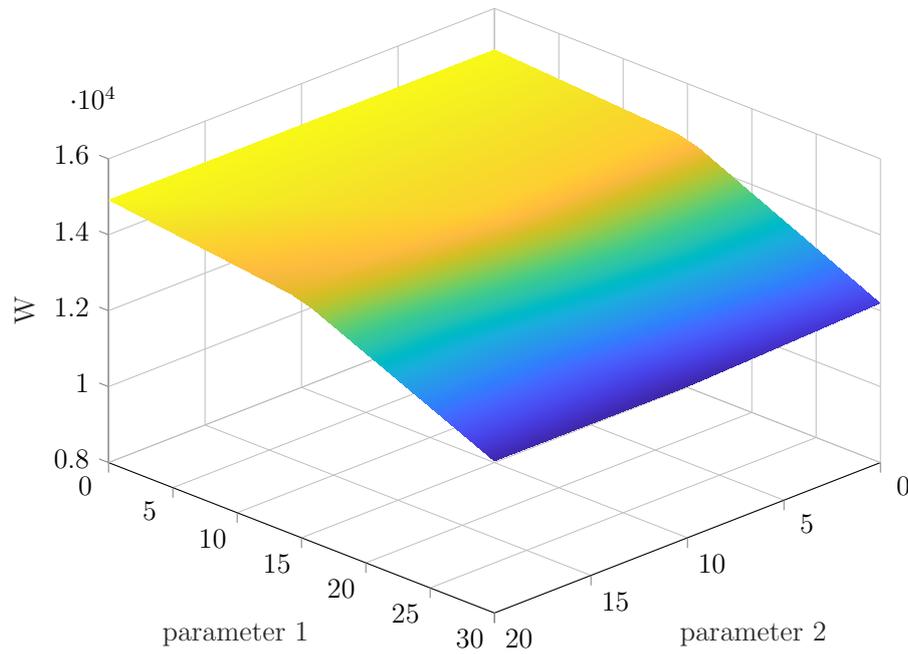


Figura 6.6: Superficie parametrica di risposta durante il processo di ottimizzazione del componente airguide per il modello AeroSUV in funzione del parametro 1 e parametro 2, il valore del parametro 3 è fissato a 50

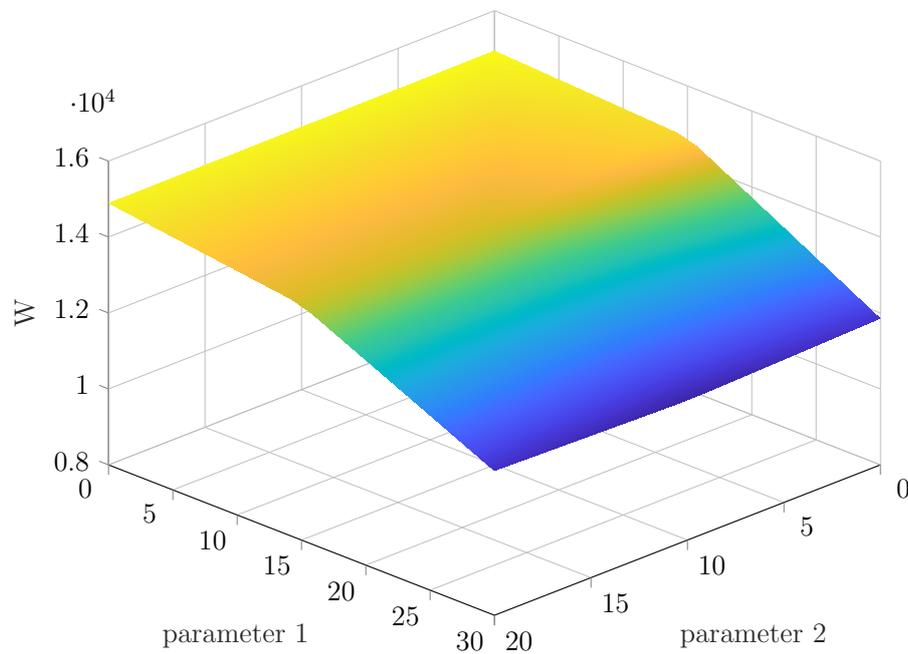


Figura 6.7: Superficie parametrica di risposta durante il processo di ottimizzazione del componente airguide per il modello AeroSUV in funzione del parametro 1 e parametro 2, il valore del parametro 3 è fissato a 100

dello smusso le prestazioni del canale di aspirazione migliorano, fino ad incontrare un valore critico intorno circa a 15, a partire dal quale la pendenza della superficie inverte di segno ed un ulteriore aumento della curvatura comporta soltanto un deterioramento delle prestazioni, dunque da quel punto in poi tutte le configurazioni geometriche sono da scartare.

- **Parametro 3 pari a 50 o 100:** in questo caso i risultati migliori si hanno nel caso di totale assenza dello smusso, un aumento di quest'ultimo porta ad un deterioramento delle prestazioni con pendenza costante fino ad un valore critico ancora una volta pari a 15, oltre il quale la pendenza aumenta e si ha un ulteriore degrado delle prestazioni.

Come si vede dunque non in tutti casi la presenza dello smusso migliora le prestazioni del sistema, tuttavia si può osservare come in tutte le casistiche esista uno stesso valore critico dello smusso tale da far cambiare pendenza alla superficie di risposta. In generale un aumento dell'altezza nella superficie controllata dal parametro 3, come si vede porta ad un miglioramento delle prestazioni. Il risultato migliore in assoluto si ha con la configurazione:

Parametro 1	Parametro 2	Parametro 3
0	0	100

Parametro 1	Parametro 2	Potenza termica (W)
0	0	13205.25
0	15	13978.38
0	30	12206.98
10	15	13851.58
10	30	12158.86
20	15	13787.38
20	30	12050.63
20	0	13185.07

Tabella 6.1: Tabella DOE per il processo di ottimizzazione del modello AeroSUV con i rispettivi risultati i termini di potenza termica scambiata, valore del parametro 3 pari a 0

Parametro 1	Parametro 2	Potenza termica (W)
0	0	14928.45
0	15	14572.5
0	30	12207.2
10	15	14604.24
10	30	11985.51
20	15	14287.34
20	30	12010.09
20	0	14929.92

Tabella 6.2: Tabella DOE per il processo di ottimizzazione del modello AeroSUV con i rispettivi risultati i termini di potenza termica scambiata, valore del parametro 3 pari a 50

Parametro 1	Parametro 2	Potenza termica (W)
0	0	14957.37
0	15	14656.84
0	30	11864.77
10	15	14192
10	30	11688
20	15	14209.88
20	30	11815.08
20	0	14905.36

Tabella 6.3: Tabella DOE per il processo di ottimizzazione del modello AeroSUV con i rispettivi risultati i termini di potenza termica scambiata, valore del parametro 3 pari a 100

Capitolo 7

Conclusioni e sviluppi futuri

In questo lavoro è stata eseguita la simulazione di un caso industriale Volvo, per via della sua complessità è stato necessario adoperare delle semplificazioni, in particolare per quanto riguarda il numero di celle della mesh. L'utilizzo di strumenti di calcolo più potenti potrà senz'altro permettere di ottenere risultati ancora più accurati. La procedura integrata all'interno del software STAR-CCM+, permette dunque di variare la forma di un qualsiasi modello all'interno dello stesso ambiente di simulazione, senza richiedere lunghe ed onerose operazioni di remeshing. Nel caso industriale specifico Volvo con la scelta dei parametri geometrici fatta è stato possibile individuare una configurazione di ottimo tale da migliorare le prestazioni iniziali del componente di circa il 13%, chiaramente possono essere fatte scelte diverse per quanto riguarda i parametri e queste potrebbero ovviamente portare ad ulteriori miglioramenti delle prestazioni. Il workflow qui esposto richiede la creazione di una tabella DOE, sebbene questa strategia sia positiva da un lato per esplorare diversi design di uno stesso componente, tuttavia se il solo scopo del lavoro è trovare una configurazione di ottimo, allora l'intera procedura andrebbe accoppiata ad un ottimizzatore; ne esistono diversi in commercio ed attraverso degli algoritmi proprietari permettono di variare i parametri geometrici scelti basandosi sui risultati delle simulazioni precedenti, guidati

dall'obiettivo di migliorare le prestazioni.

Bibliografia

- [1] John D Anderson et al. Fundamentals of aerodynamics, 2011.
- [2] Dag Aronson, Sami Ben Brahim, and Sven Perzon. On the underbody flow of a simplified estate. Technical report, SAE Technical Paper, 2000.
- [3] Hanis Rasyidah binti Abdullah, Intan Liyana binti Ramli, and Nurulhuda binti Khalid. A numerical simulation of the flow and vortex structures around a simplified car model. In *LIS International Conference*, volume 9, pages 62–67, 2023.
- [4] NL Gifford, Eric Savory, and RJ Martinuzzi. Experimental study of automotive cooling fan aerodynamics. Technical report, SAE Technical Paper, 2007.
- [5] Sven Perzon and Lars Davidson. On transient modeling of the flow around vehicles using the reynolds equation. In *International Conference on Applied Computational Fluid Dynamics (ACFD) Beijing China*, volume 720, page 727. Citeseer, 2000.
- [6] Zafar Said, M El Haj Assad, Ahmed Amine Hachicha, Evangelos Bellos, Mohammad Ali Abdelkareem, Duha Zeyad Alazaizeh, and Bashria AA Yousef. Enhancing the performance of automotive radiators using nanofluids. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 112:183–194, 2019.
- [7] Siemens. Simcenter star-ccm+ user guide.

- [8] Makoto Tsubokura, Toshio Kobayashi, Takuji Nakashima, Takahide Nouzawa, Takaki Nakamura, Huilai Zhang, Keiji Onishi, and Nobuyuki Oshima. Computational visualization of unsteady flow around vehicles using high performance computing. *Computers & Fluids*, 38(5):981–990, 2009.

Capitolo 8

Appendice codici

8.1 Codice UDF STAR-CCM+

8.1.1 UDF

```
#include "uclib.h"
#include "RBF.FGP.h"
#include <math.h>
#include <iostream>
#include <string>
#include <fstream>
#include <vector>
#include <cstdlib>
#include <sstream>
#include <cmath>

using std::string;
using std::cout;
using std::endl;
std::vector<std::vector<double>> encap(double x0,
    double y0, double z0, double Lx, double Ly, double
```

```

Lz, int Nx, int Ny, int Nz)
{
    double delta_x = Lx / (Nx - 1);
    double delta_y = Ly / (Ny - 1);
    double delta_z = Lz / (Nz - 1);

    std::vector<std::vector<double>> r;
    std::vector<double> xyz;
    int i, j, k;
    k = 0;
    for (int i = 0; i < Nx; i++)
    {
        for (int j = 0; j < Ny; j++)
        {
            xyz.push_back(x0 + i * delta_x);
            xyz.push_back(y0 + j * delta_y);
            xyz.push_back(z0 + k * delta_z);
            r.push_back(xyz);
            xyz.clear();
        }
    }
    k = Nz - 1;
    for (int i = 0; i < Nx; i++)
    {
        for (int j = 0; j < Ny; j++)
        {
            xyz.push_back(x0 + i * delta_x);
            xyz.push_back(y0 + j * delta_y);
            xyz.push_back(z0 + k * delta_z);

```

```

        r.push_back(xyz);
        xyz.clear();
    }
}
j = 0;
for (int i = 0; i < Nx; i++)
{
    for (int k = 0; k < Nz; k++)
    {
        xyz.push_back(x0 + i * delta_x);
        xyz.push_back(y0 + j * delta_y);
        xyz.push_back(z0 + k * delta_z);
        r.push_back(xyz);
        xyz.clear();
    }
}
j = Ny - 1;
for (int i = 0; i < Nx; i++)
{
    for (int k = 0; k < Nz; k++)
    {
        xyz.push_back(x0 + i * delta_x);
        xyz.push_back(y0 + j * delta_y);
        xyz.push_back(z0 + k * delta_z);
        r.push_back(xyz);
        xyz.clear();
    }
}
i = 0;

```

```

    for (int j = 0; j < Ny; j++)
    {
        for (int k = 0; k < Nz; k++)
        {
            xyz.push_back(x0 + i * delta_x);
            xyz.push_back(y0 + j * delta_y);
            xyz.push_back(z0 + k * delta_z);
            r.push_back(xyz);
            xyz.clear();
        }
    }
    i = Nx - 1;
    for (int j = 0; j < Ny; j++)
    {
        for (int k = 0; k < Nz; k++)
        {
            xyz.push_back(x0 + i * delta_x);
            xyz.push_back(y0 + j * delta_y);
            xyz.push_back(z0 + k * delta_z);
            r.push_back(xyz);
            xyz.clear();
        }
    }

    return r;
}
void USERFUNCTION_EXPORT
vertex_morph(CoordReal(*result)[3], int size,
            CoordReal(*vpos)[3])

```

```

{
    string  encap_name = "C:\\Users\\andrea\\Documents
        \\TESI-MAGISTRALE\\Volvo\\RBF-aeroSUV-try\\rbf-
        setup\\coordinate-encap.txt";
    string  pts_name = "C:\\Users\\andrea\\Documents\\
        TESI-MAGISTRALE\\Volvo\\RBF-aeroSUV-try\\rbf-
        setup\\RBF-Region.pts";

    int  time;
    int  i;

    int  version_rbf;
    bool license_check;

    char program[] = "rbf";
    char version[] = "1.0";

    char* program_p = program;
    char* version_p = version;

    version_rbf = RBFMORPH_Version();
    cout << "RBF-Morph-version: " << version_rbf <<
        endl;

    license_check = LicenseCheck(program_p, version_p)
        ;
    if (license_check == 1)
        cout << "rbf-license-checked-out" << endl;
    else

```

```

        cout << "problem-in-getting-rbf-license" <<
            endl;

std::vector<std::vector<double>> r;
std::ifstream f_0(encap_name);
std::string line;
double N[9];
for (i = 0; std::getline(f_0, line); i++)
{
    std::stringstream stream(line);
    stream >> N[i];

}
f_0.close();

double x0 = N[0];
double y0 = N[1];
double z0 = N[2];

double Lx = N[3];
double Ly = N[4];
double Lz = N[5];

int Nx = N[6];
int Ny = N[7];
int Nz = N[8];
cout << "encap-first-coordinate:-" << x0 << "----"
    << y0 << "----" << z0 << endl;

```

```

cout << "encap-length:-" << Lx << "----" << Ly << "
----" << Lz << endl;
cout << "encap-division:-" << Nx << "----" << Ny <<
"----" << Nz << endl;

r = encap(x0, y0, z0, Lx, Ly, Lz, Nx, Ny, Nz);
cout << "generated-encap-for-morphing" << endl;

int esp_n = r.size();
cout << "number-of-encap-point:-" << esp_n << endl
;

std::ifstream f(pts_name);
int count_line = 0;
for (i = 0; std::getline(f, line); i++)
{
    std::stringstream stream(line);
    //cout << n;
    count_line++;
}
f.close();
count_line = count_line - 1;

int isp_n = count_line;
cout << "number-of-internal-source-point:-" <<
isp_n << endl;

int sp_n = esp_n + isp_n;

```

```
double* x = new double[sp_n];
double* y = new double[sp_n];
double* z = new double[sp_n];

double* dx = new double[sp_n];
double* dy = new double[sp_n];
double* dz = new double[sp_n];

double* gx = new double[sp_n];
double* gy = new double[sp_n];
double* gz = new double[sp_n];

double* lx = new double[sp_n];
double* ly = new double[sp_n];
double* lz = new double[sp_n];

for (i = 0; i < esp_n; i++)
{
    x[i] = r[i][0];
    y[i] = r[i][1];
    z[i] = r[i][2];

    dx[i] = 0;
    dy[i] = 0;
    dz[i] = 0;
}

std::ifstream f_2(pts_name);
for (i = 0; std::getline(f_2, line); i++)
```

```

{
    if ( i >= 1)
    {
        std::stringstream stream(line);
        stream >> x[( i - 1)+esp_n];
        stream >> y[( i - 1)+esp_n];
        stream >> z[( i - 1)+esp_n];

        stream >> dx[( i - 1)+esp_n];
        stream >> dy[( i - 1)+esp_n];
        stream >> dz[( i - 1)+esp_n];

        x[( i - 1)+esp_n] = x[( i - 1)+esp_n]/1000;
        y[( i - 1)+esp_n] = y[( i - 1)+esp_n]/1000;
        z[( i - 1)+esp_n] = z[( i - 1)+esp_n]/1000;

        dx[( i - 1)+esp_n] = dx[( i - 1)+esp_n
            ]/1000;
        dy[( i - 1)+esp_n] = dy[( i - 1)+esp_n
            ]/1000;
        dz[( i - 1)+esp_n] = dz[( i - 1)+esp_n
            ]/1000;

    }
}
f_2.close();

```

```

cout << "internal-source-point-reading:" << endl;
for (i = esp_n; i < sp_n; i++)
{
    cout << "-x-" << x[i] << "-dx-" << dx[i] << "-
        y-" << y[i] << "-dy-" << dy[i] << "-z-" <<
        z[i] << "-dz-" << dz[i] << endl;
}

int omp_cores = 0;
bool use_gpu = false;
bool precompute = false;
bool single_prec = true;
int rbf_exp = 1;
int q = 25;
double tolerance = 1e-5;
int max_iter = 100;
double dist_dupl = 1e-8;
double Cpar = 0;
double a[3];
double max_err;
int iter;
float lcm_distance = 0;
float lcm_radius = 0;
int n_direct = 1;

double temp = sp_n;

```

```

time = clock();
sp_n = Purge_DP(sp_n, x, y, z, dx, dy, dz,
    dist_dupl);
time = (clock() - time) / CLOCKS_PER_SEC;
cout << "number of points purged: -" << temp-sp_n
    << "-in-" << time << endl;
time = clock();
int rc = Solve_DP(sp_n, q, tolerance, max_iter,
    precompute, omp_cores, use_gpu, single_prec,
    rbf_exp, Cpar, x, y, z, dx, dy, dz, lx, ly, lz,
    a, &max_err, &iter, NULL, lcm_distance,
    lcm_radius, n_direct);
time = (clock() - time) / CLOCKS_PER_SEC;
if (rc != 0)
{
    cout << "error: -Solve-function" << endl;
}
cout << "System solved in -" << time << "s" << endl
    ;

double* x_m = new double[size];
double* y_m = new double[size];
double* z_m = new double[size];

double* dx_m = new double[size];
double* dy_m = new double[size];
double* dz_m = new double[size];

for (i = 0; i < size; i++)

```

```

    {
        x_m[i] = vpos[i][0];
        y_m[i] = vpos[i][1];
        z_m[i] = vpos[i][2];
    }

    time = clock();
    int rc_m = Morph_DP(size, x_m, y_m, z_m, dx_m,
        dy_m, dz_m);
    time = (clock() - time) / CLOCKS_PER_SEC;
    if (rc_m != 0)
    {
        cout << "error-during-morph" << endl;
    }
    cout << "morph-done-in:-" << time << endl;

    for (int i = 0; i < size; i++)
    {
        result[i][0] = (x_m[i] + dx_m[i]);
        result[i][1] = (y_m[i] + dy_m[i]);
        result[i][2] = (z_m[i] + dz_m[i]);
    }
}

```

8.1.2 Integrazione UDF

```
#include "uclib.h"
```

```

void vertex_morph(CoordReal(*)[3], int, CoordReal(*)
    [3]);
void

```

```
USERFUNCTION_EXPORT uclib ()
{
    ucfunc(vertex_morph, "RegionProfile", "vertex_morph")
        ;
    ucarg(vertex_morph, "Vertex", "Coord", sizeof(
        CoordReal[3]));
}
```

8.2 Macro STAR-CCM+ per AeroSUV

```
// STAR-CCM+ macro: rico.java
// Written by STAR-CCM+ 14.02.012
package macro;

import java.util.*;

import star.common.*;
import star.motion.*;

public class rico extends StarMacro {

    public void execute() {
        execute0();
    }

    private void execute0() {

        Simulation simulation_0 =
            getActiveSimulation();
```

```

Region region_0 =
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("
        external-air");

MotionSpecification motionSpecification_0 =
    region_0.getValues().get(MotionSpecification.
        class);

StationaryMotion stationaryMotion_0 =
    ((StationaryMotion) simulation_0.get(
        MotionManager.class).getObject("Stationary"))
    ;

motionSpecification_0.setMotion(stationaryMotion_0
    );

Region region_1 =
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("
        internal");

MotionSpecification motionSpecification_1 =
    region_1.getValues().get(MotionSpecification.
        class);

motionSpecification_1.setMotion(stationaryMotion_0
    );

PhysicsContinuum physicsContinuum_0 =

```

```
((PhysicsContinuum) simulation_0.  
    getContinuumManager().getContinuum("water"));  
  
Region region_2 =  
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("coolant_in");  
  
physicsContinuum_0.add(region_2);  
  
Region region_3 =  
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("coolant_out");  
  
physicsContinuum_0.add(region_3);  
  
PhysicsContinuum physicsContinuum_1 =  
    ((PhysicsContinuum) simulation_0.  
        getContinuumManager().getContinuum("air"));  
  
physicsContinuum_1.add(region_0);  
  
Region region_4 =  
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("fan")  
    ;  
  
physicsContinuum_1.add(region_4);  
  
physicsContinuum_1.add(region_1);
```

```

Region region_5 =
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("
        radiator-air-side");

physicsContinuum_1.add(region_5);

Region region_6 =
    simulation_0.getRegionManager().getRegion("
        radiator-water-side");

physicsContinuum_0.add(region_6);
}
}

```

8.3 Macro STAR-CCM+ per ASMO

```

// STAR-CCM+ macro: macro.java
// Written by STAR-CCM+ 14.02.012
package macro;

import java.util.*;

import star.common.*;
import star.motion.*;

public class macro extends StarMacro {

    public void execute() {
        execute0();
    }
}

```

```
private void execute0() {  
  
    Simulation simulation_0 =  
        getActiveSimulation();  
  
    PhysicsContinuum physicsContinuum_0 =  
        ((PhysicsContinuum) simulation_0.  
            getContinuumManager().getContinuum("Physics - 1  
            "));  
  
    Region region_0 =  
        simulation_0.getRegionManager().getRegion("Subtract");  
  
    physicsContinuum_0.add(region_0);  
  
    MotionSpecification motionSpecification_0 =  
        region_0.getValues().get(MotionSpecification.  
            class);  
  
    StationaryMotion stationaryMotion_0 =  
        ((StationaryMotion) simulation_0.get(  
            MotionManager.class).getObject("Stationary"))  
        ;  
  
    motionSpecification_0.setMotion(stationaryMotion_0  
        );  
}
```

}